

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

Є. Г. Герасімов, Г. Г. Герасимов, С. Ю. Іванов

**Динамічні процеси
в трубопровідних системах**

Монографія

Рівне 2020

УДК 626:532.542:532.5592.2

Г37

Рецензенти:

Рокочинський Анатолій Миколайович, доктор технічних наук, професор кафедри водної інженерії та водних технологій Національного університету водного господарства та природокористування;

Гнатів Роман Маріянович, доктор технічних наук, професор кафедри гідро-техніки та водної інженерії Інституту будівництва та інженерних систем, Національного університету «Львівська політехніка»;

Попов Віктор Миколайович, доктор технічних наук старший науковий співробітник відділення агресурсів та інформаційних технологій Інституту водних проблем і меліорації НААН України.

Рекомендовано Науково-технічною радою Національного університету водного господарства та природокористування.

Протокол № 129 від 25 лютого 2020 р.

Герасімов Є. Г., Герасимов Г. Г., Іванов С. Ю.

Г37 Динамічні процеси в трубопровідних системах : монографія. – Рівне : НУВГП, 2020. – 597 с.

ISBN 978-966-327-449-2

На базі математичної моделі жорсткого гідравлічного удару розроблена методика і виконані розрахунки ряду перехідних процесів в наступних трубопровідних системах і пристроях: трубопроводах крупних насосних станцій; водовипускних спорудах; клапанах зриву вакууму сифонних водовипусків; в трубопроводах з водоповітряними резервуарами; в каскадних водоподачах; в трубопроводах водозабірних споруд з імпульсною промивкою.

Виконані експериментальні дослідження динамічних процесів трубопровідних системах без та при наявності протиударних пристроїв. Проведені натурні дослідження проходження пружного гідравлічного удару в умовах діючих насосних станцій. Запропоновано ряд нових конструкцій протиударних пристроїв, водовипускних споруд, клапанів зриву вакууму і стабілізаторів тиску.

На базі моделі пружного гідравлічного удару розроблено методику розрахунку динамічних процесів у трубопровідних системах при різних умовах: з урахуванням втрат напору, наявності розчиненого і нерозчиненого повітря, наявності розривів суцільності потоку, наявності різноманітних протиударних пристроїв і стабілізаторів тиску. Виконано перевірку адекватності запропонованих математичних моделей.

Для фахівців у сферах водного господарства, гідроенергетики, наукових працівників, аспірантів, студентів водних спеціальностей.

УДК 626:532.542:532.5592.2

ISBN 978-966-327-449-2

© Є. Г. Герасимов, Г. Г. Герасимов,
С. Ю. Іванов, 2020

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2020

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	3
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	8
ВСТУП.....	33
1. КОРОТКА ХАРАКТЕРИСТИКА СТАНУ ВИВЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ	35
1.1. Особливості роботи систем машинного водопідйому.....	35
1.2. Існуючі методи розрахунків перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках	37
1.3. Способи боротьби з гідравлічним ударом в системах машинного водопідйому	57
1.4. Особливості математичного моделювання перехідних процесів.....	58
2. ПЕРЕХІДНІ ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ ПРИ ПУСКАХ І ЗУПИНКАХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ	61
2.1. Оперативний метод визначення основних параметрів перехідних гідромеханічних процесів	61
2.2. Вплив затримання зриву вакууму в сифонному водовипуску на перехідні процеси в насосній установці	67
2.3. Вплив профілю напірного трубопроводу на перехідні гідромеханічні процеси в насосній установці	74
2.4. Перехідні гідромеханічні процеси в сифонному водовипуску з електромеханічним клапаном зриву вакууму.....	80
2.5. Перехідні гідромеханічні процеси, які викликаються зупинкою відцентрового насоса при наявності зворотного клапана і водоповітряного резервуара	86
2.6. Перехідні гідромеханічні процеси в насосній установці при скиданні води через загальмований насос	91
2.7. Перехідні гідромеханічні процеси, які виникають при пуску крупних насосних агрегатів на порожній трубопровід	95
2.8. Перехідні гідромеліоративні процеси, які виникають у всмоктувальних лініях при пусках насосів	103

2.9.	Розрахунок коливальних процесів в водопровідних трактах закритих зрошувальних систем з водонапірними колонами	105
2.10.	Перехідні гідромеханічні процеси в автоматизованій каскадній водо подачі	114
2.11.	Особливості роботи гідравлічного клапана зриву вакууму сифонного водовипуску.....	120
2.12.	Імпульсна промивка водогонів руслових водозаборів	139
3.	ПЕРЕХІДНІ ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ В ВОДОВИПУСКНИХ ПРИСТРОЯХ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ	149
3.1	Розробка конструкцій водовипусків насосних станцій.....	149
3.2.	Дослідження гідравлічних і гідромеханічних характеристик водовипусків насосних станцій	174
3.3.	Експериментальні дослідження перехідних гідромеханічних процесів на моделях водовипусків насосних станцій	187
3.4.	Натурні дослідження водовипускних пристроїв і їх елементів	191
3.5.	Математичне моделювання перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках з поплавковими водовипусками	196
3.6.	Математичне моделювання перехідних гідродинамічних процесів в водовипусках стабілізаторах рівня води	212
3.7.	Перехідні гідромеханічні процеси в насосних установках з водовипусками у вигляді полігональних водозливів при пусках насосів	228
4.	ГІДРАВЛІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ОДНОНИТКОВИХ ТРУБОПРОВОДАХ З ВОДОПОВІТРЯНИМИ РЕЗЕРВУАРАМИ	230
4.1.	Гідравлічні дослідження водоповітряних резервуарів з опором	230

4.2.	Математичне моделювання перехідних процесів в одноступовому трубопроводі з ВПР при закритті кінцевої засувки	234
4.3.	Математичне моделювання перехідних процесів в одноступовому водоводі з ВПР при зупинці насоса..	246
5.	РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ, ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ І ГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИБОРІВ ТРУБОПРОВІДНОЇ МЕРЕЖІ	266
5.1.	Дослідження гідромеханічних і гідравлічних характеристик зворотних клапанів	266
5.2.	Конструкція гасників гідравлічних ударів, дослідження їх характеристик і розрахунок елементів	279
5.3.	Конструкція гідроприводу засувки з переривчастим закриттям	292
5.4.	Конструкція гасника гідравлічних ударів	294
5.5.	Конструкції пристроїв для підпитки повітрям водоповітряних резервуарів.....	295
5.6.	Конструкція стояка гідранта з водоповітряним резервуаром.....	299
5.7.	Нові конструкції пристроїв стабілізації динамічних процесів в трубопроводах	301
6.	ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧІ	327
6.1.	Експериментальні дослідження пружного гідравлічного удару в одноступовому трубопроводі	327
6.2.	Експериментальні дослідження гасника гідравлічних ударів ГВД-80	334
6.3.	Натурні дослідження пружного гідравлічного удару в трубопроводних системах водоподачі	338
6.4.	Дослідження протиударних пристроїв і пристроїв стабілізації динамічних процесів в трубопроводах закритих зрошувальних мереж	359
6.5.	Дослідження динамічних процесів в трубопроводах Трушенській насосній станції	379

7.	РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПЕРЕХІДНИХ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧІ ТА ПЕРЕВІРКА ЇХ АДЕКВАТНОСТІ	384
7.1.	Математична модель пружного гідравлічного удару в одноступовому трубопроводі	384
7.2.	Математичне моделювання вузлів розривностей трубопроводної мережі	400
7.3.	Основи математичного моделювання гідравлічних ударів в закритих зрошувальних мережах	430
7.4.	Перевірка адекватності математичних моделей для одноступового трубопроводу	436
8.	МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧІ	459
8.1.	Математичне моделювання динамічних процесів в висконапірних трубопроводах насосної станції С-1 зрошення Каушанського масиву (1 черга)	459
8.2.	Методика розрахунків пристроїв стабілізації динамічних процесів	468
8.3.	Математичне моделювання перехідних процесів в трубопроводних мережах при використанні способів стабілізації її режимів роботи	481
9.	РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯ ПРИСТРОЇВ ЗАХИСТУ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ ВІД ГІДРАВЛІЧНИХ УДАРІВ	502
9.1.	Загальні положення	502
9.2.	Засоби боротьби з гідравлічним ударом в магістральних трубопроводах насосних станцій і трубопроводній мережі (протиударні пристрої першої групи)	503
9.3.	Засоби боротьби з гідравлічним ударом в магістральних трубопроводах насосних станцій і трубопроводній мережі (протиударні пристрої другої групи)	511
	ВИСНОВКИ	515
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	521
	ДОДАТОК	580

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Абсолютні величини

Насосні агрегати

- n – число обертів ротора насосного агрегату, об/хв.;
- $n_{\text{доп}}$ – допустиме число обертів ротора насосного агрегату, об/хв.;
- Q – подача насоса або витрата трубопроводу, м³/с;
- H – напір насоса, м;
- M – крутячий момент на валу насоса, Н·м;
- $M_{\text{над}}$ – надлишковий крутячий момент на валу насоса, Н·м;
- $M_{\text{тр}}$ – крутячий момент, який витрачається на подолання тертя в сальниках і підшипниках насоса, Н·м;
- $M_{\text{тр}}$ – крутячий момент опору, Н·м;
- $H_{\text{ст}}$ – статичний (геометричний) напір, м;
- ω – кутова швидкість обертання насосного агрегату, 1/с;
- N – потужність насоса, кВт;
- $GD_{\text{агр}}^2$ – маховий момент ротора насосного агрегата, кг·м²;
- J – момент інерції ротора насосного агрегату, тм²;
- $D_{\text{рк}}$ – діаметр робочого колеса насоса, м;
- θ – кут розвертання лопатей робочого колеса, градусів;
- n_s – коефіцієнт швидкохідності насоса, об/хв.;
- Z_n – число насосів, які одночасно працюють на напірний трубопровід, шт.;
- T_a – стала часу насосного агрегату, с;
- $n_{\text{max}} Q_{\text{max}}$ – максимальне значення зворотної швидкості обертання і зворотної витрати насоса;

$t_{\text{нр}}$ – період роботи насоса в насосному режимі при його зупинці, с;

$t_{\text{пп}}$ – період перехідного процесу при зупинці насоса, с;

$t_{\text{п}}$ – період турбінного режиму роботи при зупинці насоса, с;

$n_{\text{зан}}$ – максимальна швидкість зворотного обертання ротора насоса при спорожненні трубопроводу і врахуванні запізнення спрацювання клапана зриву вакууму, об/хв.

Електродвигуни

$M_{\text{ном}}$ – номінальний крутячий момент електродвигуна, Н·м;

$M_{\text{м}}$ – максимальний крутячий момент електродвигуна, Н·м;

$n_{\text{с}}$ – синхронна швидкість обертання ротора електродвигуна, об/хв.;

$n_{\text{а}}$ – асинхронна швидкість обертання ротора електродвигуна, об/хв.;

$M_{\text{п}}$ – пусковий крутячий момент електродвигуна, Н·м;

$I_{\text{п}}$ – пусковий струм електродвигуна, А;

R_{D} , X_{D} – відповідно активний і реактивний опір провідників, який визначається від джерела живлення до електродвигуна, Ом.

Трубопроводи

$L_{\text{о}}$ – початкова довжина заповненої частини трубопроводу, м;

L – довжина заповненої частини трубопроводу, м;

$d_{\text{тр}}$ – діаметр трубопроводу, м;

$f_{\text{тр}}$ – розрахункова площа поперечного перерізу трубопроводу, м²;

v – середня швидкість руху рідини в трубопроводі, м/с;

H_{w} – гідравлічні втрати напору в трубопроводі, м;

H_{wn} – сумарні гідравлічні втрати напору в трубопроводі при витраті $Q_{\text{н}}$, м;

$H_{\text{дл}}$ – втрати напору за довжиною трубопроводу, м;

$Q_{\text{ср}}$ – середня витрата рідини, яка проходить через трубопровід за розрахунковий інтервал часу, м³/с;

Z_1, Z_2 – відмітки центрів тяжіння розрахункових перерізів трубопроводу над площиною порівняння, м;

p_1, p_2 – тиск в розрахункових перерізах трубопроводу, Па;

v_1, v_2 – середні швидкості в розрахункових перерізах трубопроводу, м/с;

$H_{\text{ін}}$ – інерційний напір на ділянці трубопроводу, м;

T_r – стала часу трубопроводу, с;

α – кут нахилу трубопроводу до горизонту на даній ділянці трубопроводу, градуси;

x – координата точки, яка дорівнює відстані від початку трубопроводу до розглядуваної точки, м;

W – об'єм води в трубопроводі, м³;

$f_{\text{гор}}$ – площа горизонтального перерізу трубопроводу, м²;

$L_{\text{нов}}$ – довжина повністю заповненого трубопроводу насосної станції, м;

A_j – питомий опір трубопроводу, с²/м⁶;

$\bar{\Delta}$ – шорсткість трубопроводу, м;

Δ – товщина стінки трубопроводу, м.

Водовипуски насосних станцій

$d_{\text{ат}}$ – діаметр повітряної трубки, м;

δ_T – зазор між торцем повітряної трубки, м;

$\Delta H_{\text{зв}}$ – величина рівня води в стакані при спрацювання гідравлічного клапана зриву вакууму в сифоні водовипуску, м;

$Q_{\text{зв}}$ – зворотна витрата води в сифоні, м³/с;

$t_{\text{сн}}$ – час спорожнення стакана на значення $\Delta H_{\text{зв}}$, с;

$Q_{зан} = Q_{кл}$ – зворотна витрата води в сифонному водовипуску, який відповідає моменту спрацювання клапана зриву вакууму, м³/с;

$d_{г}$ – діаметр горловини сифонного водовипуску, м;

$f_{г}$ – площа поперечного перерізу горловини сифонного водовипуску, м²;

$d_{ст}$ – діаметр стакана, м;

$t_{зан}$ – період запізнення спрацювання клапана зриву вакууму сифонного водовипуску, с;

$p_{вак}$ – вакуум, тобто нестача тиску до атмосферного, Па;

Z_l – перевищення гребеня сифона над максимальним рівнем води в напірному басейні, м;

s_1, s_2, s_3 – навантаження на мембрану електромеханічного клапана зриву вакууму відповідно; з боку надмембранної камери; з боку приєднувального патрубку; з боку атмосферного тиску, Н;

m, G – маса і сила тяжіння рухомих частин електромеханічного клапана зриву вакууму, Н;

x – відкриття мембранного клапана, м;

$\bar{p}_к$ – абсолютний тиск в надмембранній камері, Па;

f_e – ефективна площа мембрани, м²;

D_n, d – діаметри зовнішнього і внутрішнього защемлення мембрани, м;

\bar{p}_c абсолютний тиск під капором сифона, Па;

$D_к$ – діаметр приєднувального патрубку, м;

$F_к$ – площа поперечного перерізу приєднувального патрубку, м²;

ω_c – площа поперечного перерізу з'єднувальної трубки, м²;

Q_c – витрата повітря в з'єднувальній трубці, м³/с;

$Q_{нов}$ – витрата повітря через мембранний клапан, м³/с;

p_a – атмосферний тиск, Па;

ρ_n – густина повітря, кг/м³;

Q – зворотна витрата води, яка проходить по трубопроводу при його спорожненні, м³/с;

f_o – площа горизонтального перерізу відповідної гілки сифона, м².

V_b, V_{i-1} – об'єми повітря в надмембранній камері в i -тий та $(i-1)$ -ий моменти часу, м³;

Q_n – зворотна витрата води, яка поступає з басейна в трубопроводі, що працює як водозлив, м³/с;

F – гідродинамічна сила, яка піднімає клапан водовипуску, Н;

F_n – підсмоктувальна сила, яка опускає клапан водовипуску, Н;

Q_e – витрата водовипуску, м³/с;

Q_l – витрата водовипуску при зворотній течії, м³/с;

Q_Γ – витрата в голові лабораторної установки, м³/с;

$Q_{сб}$ – витрата, яка скидається в лоток лабораторної установки, м³/с;

h_3 – відкриття клапана водовипуску, м;

D_o – діаметр сідла поплавкового водовипуску, м;

h_g – висота розташування защемлення діафрагми над сідлом водовипуску, м;

R – радіус кривизни діафрагми, м;

$h_{щ}$ – розмір щілини відкритого діафрагмового водовипуску, м;

a_o, l_o – ширина и довжина вихідного отвору діафрагмового водовипуску, м;

ϑ_g – ширина запірної діафрагми, м;
 ϑ_z – відстань між лініями защемлення запірної діафрагми, м;
 P_Γ – значення сили тяжіння вантажного датчика рівня, Н;
 D_{im} – діаметр імпульсної трубки, м;
 t_z – час закриття водовипуску, м;
 P – зусилля, які діють на поплавковий клапан, Н;
 $m_{заг}$ – загальна маса запірного поплавкового клапана, кг;
 $m_{кл}$ – маса клапана, кг;
 m_ϕ – маса баласту, кг;
 $m_{пм}$ – приєднана маса клапана, кг;
 G – невірноважена сила тяжіння поплавкового клапана, Н;
 D_z – діаметр циліндричної частини поплавкового клапана, м;
 $Q_{нас}$ – подача і зворотна витрата насоса при його зупинці, м³/с;
 Q_y – витрата води, яка поступає в зрівнювальну камеру, м³/с;
 ω_y – площа горизонтального перерізу зрівнювальної камери, м²;
 Z – перевищення рівня води в зрівнювальному резервуарі над рівнем води в басейні, м²;
 $\omega_{пр}, \omega_{лм}, \omega_{ом}, \omega_p, \omega_\phi, \omega_c, \omega_e, \omega_{zz}, \omega_{ек}$ – площа поперечного перерізу відповідно: трубопроводу, імпульсної трубки; відвідної трубки; розрахункової мембрани, басейна, сідла, ефективної мембрани, зовнішнього защемлення мембрани, ефективна мембрана в кінцевій стадії закриття водовипуску, м²;
 $Z_{ом}$ – втрати напору у відвідній трубі, м;
 $Z_{лм}$ – втрати напору в імпульсній трубі, м;
 Q – витрата водовипуску – стабілізатора рівня, м;

Q_{im}, Q_{vid} – витрати відповідно: імпульсної та відвідної трубок, $\text{м}^3/\text{с}$;

H_{vid} – відкриття клапана відвідної трубки, м;

p_T – тиск в трубопроводі, Па;

p_{mc} – статичний тиск в басейні над площиною сідла, Па;

p_k – тиск в надмембранній камері, Па;

$h_{цпн}$ – повне відкриття водовипуску стабілізатора рівня, м;

m_g – маса діафрагми, кг;

x, y – проміжні змінні, м;

L_g – довжина полігонального водозливу, м;

H_g – напір на водозливі, м;

$H_{ст. зр. n}$ – граничний статичний напір, який відповідає відміт-
ки полігонального водозливу, м.

Зворотні клапани

$Q_{зв}$ – витрата, яка проходить через зворотний клапан у зворотному напрямі, $\text{м}^3/\text{с}$;

α – кут відкриття тарелі зворотного клапана, радіан або градуси;

M_G – крутячий момент від сили тяжіння тарелі зворотного клапана, Н·м;

M_r – крутячий момент, який створюється гідродинамічною силою, Н·м;

J_k – момент інерції тарелі клапана, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$;

ω – кутова швидкість обертання тарелі клапана, рад/с;

ρ_m – густина матеріалу тарелі клапана, $\text{кг}/\text{м}^3$;

ρ_w – густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$;

W – об'єм тарелі клапана, м^3 ;

l – відстань від центра тяжіння тарелі до осі обертання, м;

K – коефіцієнт гідравлічного моменту, який визначається дослідним шляхом, кг;

$D_{\text{тар}}$ – діаметр тарелі зворотного клапана, м;

v – середня швидкість рідини в трубопроводі, м/с;

G – сила тяжіння тарелі клапана, Н;

$M_{\text{над}}$ – надлишковий крутячий момент на валу клапана, Н·м;

f_{κ} – площа поперечного перерізу приєднувального патрубку зворотного клапана, м²;

$J_{\text{пр}}$ – приведений момент інерції тарелі зворотного клапана, Н·м·с²;

D_{κ} – умовний діаметр зворотного клапана, м;

M'_G – додатковий крутячий момент на валу тарелі зворотного клапана за рахунок зовнішнього вантажу, Н·м;

$T_{\text{пр}}$ – приведена маса тарелі зворотного клапана, кг;

r – відстань від осі обертання клапана до осі 0-0, м;

Q_m – мінімальна витрата води через зворотний клапан, при якому спостерігається максимальне відкриття тарелі, м³/с;

M_{Gm} – крутячий момент, який виникає за рахунок сили тяжіння тарелі зворотного клапана, при витраті Q_m , Н·м;

$Q_n \mu$ – базовий об'єм, м³;

Гальмівний пристрій для насосного агрегату

H_T – напір, який сприймається загальмованим насосом, м;

M_T – крутячий момент на валу загальмованого насоса, Н·м;

Зрошувальні системи з водонапірними колонами (ВК)

$f_{\text{кол}}$ – площа горизонтального перерізу водонапірної колони, м²;

$Q_{\text{в}}$ – витрата води, яка поступає в ВК, м³/с;

$T_{\text{зап}}$ – час запізнення закриття засувки насоса, с;

Z_i – кількість працюючих насосів;

$D_{\text{кол}}$ – діаметр водонапірної колони, м.

Автоматизована каскадна водо подача

h_z, q_z – напір і подача насоса під номером z ;

Водоповітряний резервуар (ВПР)

p_e – тиск у водоповітряному резервуарі, Па;

p_n – початковий тиск в ВПР, Па;

p_3 – тиск в трубопроводі перед засувкою, що закривається, Па;

$p_{\text{тр}}$ – тиск в трубопроводі перед ВПР, Па;

p_m – максимальний тиск в ВПР, Па;

$p_{\text{ник}}$ – максимальний тиск в трубопроводі перед ВПР, Па;

$p_{\text{зн}}$ – тиск в трубопроводі за засувкою, Па;

$H_6, H_n, H_3, H_{\text{тр}}, H_m, H_{\text{ник}}, H_{\text{зн}}$ – напори, які відповідають наведеним тискам, м;

W_n – початковий об'єм повітря в ВПР, який відповідає абсолютному тиску p_n , м³;

T_k – кінетична енергія потоку, Н·м;

T_n – потенційна енергія потоку, Н·м;

A_n, A_m, A_y – відповідно робота, яка витрачається на стиск повітря, тертя рідини в трубопроводі і в лінії спряження з ВПР, Н·м;

v_o – початкова середня швидкість течії рідини в трубопроводі, м/с;

kv_o^2 – втрати напору на тертя по довжині трубопроводу, м;

v_{10} – віднесена до поперечного перерізу трубопроводу швидкість, з якою вона потрапляє в ВПР в початковий момент, м/с;

T – період коливання тиску в ВПР, с;

v_{noz} – швидкість води, яка погашена при утворенні хвилі гідравлічного удару, м/с;

v_v – швидкість втікання рідини в ВПР, м/с;

$\omega_{ок}$ – частота коливань при тиску $\bar{p}_{ок}$, с⁻¹;

$p_{ок}$ – тиск у напірного резервуара в кінці коливального процесу, Па;

y – перевищення рівня води в ВПР над віссю трубопроводу, м;

$f_{ВПР}$ – площа горизонтального перерізу ВПР, м³;

Гасники гідравлічного удару

$h_{кл}$ – відкриття клапана гасника гідравлічного удару, м;

x – хід жорсткого центра, гумовотканинних діафрагм, м;

d_c – діаметр сідла клапана, м;

$Q_{др}$ – витрата дроселюю чого пристрою, м³/с;

$D_в, D_з$ – діаметри внутрішнього і зовнішнього защемлення діафрагми, м;

Параметри гідравлічного удару і пристрої на трубопровідній мережі

a – швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару, м/с;

μ – напівфаза розрахункової ділянки трубопроводу, с;

y – динамічний напір, м;

π, Ω – прямий і зворотний імпульси гідравлічного удару в чисельному методі М. А. Мосткова;

H_y – максимальний напір в першій фазі гідравлічного удару, м;

H_T – початковий напір в трубопроводі, м

H_{mp} – втрати напору на тертя при початковій швидкості води v_o , м/с;

ΔH_y – максимальне підвищення тиску, яке відповідає формулі М. Е. Жуковського, м;

y_i – складова напруження тертя;

$a_{жс}$ – швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару, яка визначається за формулою М. Е. Жуковського, м/с;

a_f – швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару, яка визначена з урахуванням газовмісту, м/с;

H_c – абсолютний гідродинамічний тиск до удару, м;

v_c – середня швидкість потоку води, яка дорівнює швидкості суміші в цілому, м/с;

p_2 – тиск, при якому повітря починає виділятися з води, Па;

W_r – об'єм розчиненого газу, м³;

W_p – об'єм рідини, м³;

δ_2 – питомий об'єм газу при тиску p_2 і температурі t_2 ;

p_n – тиск парів рідини при температурі t_n , Па;

$\varepsilon_{BГ}$ – об'ємний вміст виділеного газу, що виділяється;

$\varepsilon_{HГ}$ – об'ємний вміст нерозчиненого газу;

Z_n – ордината осі напірного трубопроводу у вузлі N над площиною порівняння, м;

$H_{вак}$ – значення вакууму, яке відповідає розриву суцільності потоку рідини, м;

$p_{вак}$ – вакуумметричний тиск, який відповідає $H_{вак}$, Па;

$T_{г,уч}$ – стала часу ділянки трубопроводу, с;

$H_{с, N}$ – значення напору у вузлі N, який відповідає розриву суцільності потоку рідини, м;

δ – половина різниці діаметрів тарелі і сідла клапана, м;

a_{Γ} – відкриття тарелі гідранта, м;
 D_{Γ} – діаметр сідла гідранта, м;
 $a_{поч}$, $a_{кін}$ – початкове і кінцеве відкриття гідранта, м;
 $H_{вп}$, $H_{вип}$ – перевищення рівня над віссю трубопроводу на початку впуску і в кінці випуску повітря з трубопроводу, м;
 $Q_{б}$ – витрата води в байпасі, м³/с;
 $f_{б}$ – площа поперечного перерізу байпаса, м²;
 d_{Γ} – діаметр сідла гасника, м;
 a_c – відкриття тарелі гасника, м;
 $Q_{ім}$ – витрата імпульсної трубки, м³/с;
 d_3 , d_6 – діаметри зовнішнього і внутрішнього защемлення діфрагми гасника, м;
 f_o – сумарна площа прохідних отворів дроселя, м²;
 $\Delta H_{ім}$ – напір на імпульсній трубці гасника гідравлічного удару, м;
 l – глибина трикутної канавки, м;
 $m_{заг}$ – загальна маса клапана гасника гідравлічного удару, кг;
 F_c – сила, яка діє на клапан з боку робочої камери, Н;
 p_T – тиск в трубопроводі перед зворотним клапаном з УОЛ на обводі, Па;
 p_c – тиск в трубопроводі після зворотного клапана з УОЛ на обводі, Па;
 d_e – ефективний діаметр мембрани гасника, м;
 $G_{рч}$ – сила тяжіння рухомих частин гасника, Н;
 h_m – відхилення мембрани від нульового положення, м;
 $Q_{б}$ – витрата через байпас зворотного клапана, м³/с;
 F_3 – закриваюче зусилля на сідлі гасника, Н;

H_{FO} – початковий напір, який відповідає нульовій витраті дощувальної машини, м;

Q_F – водовідбір з вузла (гідранта), м³/с.

Загальнотехнічні величини

t – час, с;

ρ – густина рідини, кг/м³;

γ – об'ємна вага рідини, Н/м³;

γ_6 – об'ємна вага повітря в нормальних умовах, Н/м³;

g – прискорення сили тяжіння, м/с²;

p_{atm} – атмосферний тиск, Па;

R_z – газова стала;

μ_v – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;

ν_v – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с;

σ – поверхневий натяг, Н/м;

$E_{ж}$ – модуль пружності рідини, Па;

E – модуль пружності матеріалу трубопроводу, Па;

Δ – приріст значення величини.

Економічні параметри

$З_m$ – приведені затрати, грн;

K_m – капітальні затрати, грн;

B_m – експлуатаційні видатки, грн;

T_n – нормальний строк окупності, років;

E – річний економічний ефект, грн;

Критерії подібності

Re – критерій Рейнольдса;

Fr – критерій Фруда;
 St – критерій Струхалія;
 Γ – критерій однозначності;
 k – критерій гідравлічних втрат напору;
 P – критерій зміни довжини заповненої частини трубопроводу;
 U – критерій зміни статичного напору;
 Ψ – критерій подібності, рівний відношенню U/T ;
 Re_D – критерій Рейнольдса, який обрахований за діаметром трубопроводу;
 K_n – параметр нестационарності;
 Λ – критерій одночасності (гомохронності);

Безрозмірні величини

η – коефіцієнт корисної дії насоса;
 η_H – гідравлічний коефіцієнт корисної дії насоса;
 S – ковзання;
 $S_{кр}$ – критичне ковзання;
 λ_y – коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу при усталеному русі рідини;
 λ_{ny} – те ж при неусталеному русі рідини;
 $\bar{Q}, \bar{H}, \bar{M}$ – безрозмірні координати повних енергетичних характеристик насоса, які приведені до одиничних обертів;
 $\bar{Q}_n, \bar{H}_n, \bar{M}_n$ – безрозмірні координати повних енергетичних характеристик насоса, які приведені до одиничного напору;
 K_I – коефіцієнт рівняння неусталеного обертання ротора насоса;

2ρ – безрозмірна характеристика трубопроводу;

S, F – коефіцієнти емпіричної залежності;

μ_c – коефіцієнт витрати з'єднувальної трубки;

k_k – коефіцієнт втрат напору на зворотному клапані;

C – відносний швидкісний напір;

ζ_i – коефіцієнт опору зворотного клапана;

K_l – коефіцієнт, який залежить від умов обтікання зворотного клапана;

$\left(\frac{h}{q^2}\right)_T, \left(\frac{m}{q^2}\right)_T$ – приведені параметри, які відповідають ре-

жиму пропуску води через загальмований насос;

S_m – критичне ковзання, при якому крутячий момент електродвигуна досягає максимального значення;

m_m – кратність максимального крутячого моменту електродвигуна;

m_n – кратність пускового моменту електродвигуна;

U_D – відносна величина напруження на клеммах електродвигуна;

$U_{ш}$ – відносна напруга на шинях розподільчого пункту, до якого приєднується електродвигун;

k_n – кратність пускового струму при номінальній напрузі на клеммах двигуна;

$\cos \varphi_n, \sin \varphi_n$ – коефіцієнти потужності електродвигуна;

$m_{n\partial\theta}$ – пусковий момент електродвигуна;

Σq_p – сумарна величина водовідбору з розподільчих трубопроводів зрошувальної мережі;

$x = \tau_i - \tau_{поч}$ – відносний час в функції $\Sigma q_p = f(x)$;

ξ – точність наближень ітераційних розрахунків;

$\zeta_{\text{в}}, \zeta_{\text{вл}}$ – коефіцієнти гідравлічного опору водовипуску при прямій і зворотній течії рідини;

β_l, β_n – коефіцієнти гідравлічної дії потоку на клапан поплавкового водовипуску при прямій і зворотній течії води;

ζ_j – коефіцієнт гідравлічного опору діафрагмового водовипуску;

μ – коефіцієнт витрати водовипуску стабілізатора-рівня;

$\mu_{\text{ім}}$ – коефіцієнт витрати імпульсної трубки;

$\mu_{\text{вм}}$ – коефіцієнт витрати відвідної трубки;

$\zeta_{\text{вм}}$ – коефіцієнт опору відвідної трубки;

$m_{\text{с}}$ – коефіцієнт витрати полігонального водозливу;

ζ_y – коефіцієнт опору з'єднувальної лінії між трубопроводом і ВПР, який віднесений до швидкості води в трубопроводі;

n – показник політропи;

ξ_3 – коефіцієнт затухання швидкості втікання рідини в ВПР;

α – коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей;

σ – коефіцієнт, який визначає початковий об'єм повітря в ВПР;

μ_p – коефіцієнт витрати дводіафрагмового гасника гідравлічного удару;

η_{Γ} – ефективність роботи гасника гідравлічних ударів;

μ_l – коефіцієнт затухання коливань;

K_p – коефіцієнт затухання коливань рідини внаслідок внутрішнього тертя в матеріалі стінок;

η – коефіцієнт втрат енергії в матеріалі стінок труби;

λ_{Γ} – коефіцієнт, який враховує внутрішнє тертя в матеріалі стінок труби;

Ψ_o – коефіцієнт поглинання енергії;

K_{δ} – коефіцієнт спаду тиску;

φ_n – об’ємна концентрація бульбашок повітря в рідині;

ζ_{dl}, ζ_m – коефіцієнти опору по довжині і місцеві;

μ_k – коефіцієнт витрати одностороннього дроселя;

$\zeta_L, \zeta_3, \zeta_{cm}, \zeta_{dm}, \zeta_{3k}, \zeta_b, \zeta_c$ – коефіцієнти опору відповідно: гідранта, затвора, стояка, дощувальної машини, зворотного клапана, байпасу, гасника.

Коефіцієнти залежностей

A_o, A_l, A_2, A_3 – коефіцієнти залежностей $\frac{h}{v^2} = f\left(\frac{q}{v}\right)$;

B_o, B_l, B_2, B_3 – коефіцієнти залежностей $\frac{m}{v^2} = f\left(\frac{q}{v}\right)$;

C_o, C_l, C_2, C_3 – коефіцієнти залежностей $\frac{h}{q^2} = f\left(\frac{v}{q}\right)$;

D_o, D_l, D_2, D_3 – коефіцієнти залежностей $\frac{m}{q^2} = f\left(\frac{v}{q}\right)$;

R_l, R_2 – коефіцієнти диференційного рівняння неусталеного руху непружної рідини в жорсткому трубопроводі;

Ω_l, Ω_2, K_i – безрозмірні коефіцієнти рівняння неусталеного руху тарелі зворотного клапана;

F_o, F_l, F_2, F_3 – коефіцієнт залежності $\zeta_i = f(\alpha)$;

R_o, R_l, R_2, R_3 – коефіцієнти залежності $K_l = f(\alpha)$;

B_D – коефіцієнт моментної характеристики електродвигуна;

k_s – коефіцієнт, який враховує зниження пускового струму двигуна при зростанні його ковзання;

A_D – коефіцієнт в виразі для відносної напруги на клеммах

електродвигуна;

E_D, F_D, C_D – постійні коефіцієнти, які використовуються при розрахунках пуску електродвигуна;

h_{ϕ}, s_{ϕ} – коефіцієнти аналітичної напірної характеристики основного насоса у відносних величинах;

θ_j – доля інерційного напору, яка приходить на j -ту ділянку трубопроводу;

C_q, Ψ_q – коефіцієнт і показник степені в залежності для визначення сумарного водовідбору з мережі;

B_i, C_i – коефіцієнти в залежності для визначення напору насоса;

$\sigma, \sigma_o, K_{\sigma}, \beta_{\sigma}$ – коефіцієнти емпіричної залежності для визначення втрат напору в магістральному трубопроводі зрошувальної мережі;

I – коефіцієнт, який визначає інерційний напір в магістральному трубопроводі зрошувальної мережі;

K_{in} – коефіцієнт інерційного напору;

K_{im} – коефіцієнт в формулі витрати імпульсної трубки;

S_{mp} – коефіцієнт гідравлічних втрат в трубопроводі;

C_{mp} – коефіцієнт в формулі витрати водовипуску стабілізатора рівня;

K_e – коефіцієнт зміни ефективної площі мембрани;

K_x, A, B – коефіцієнти рівняння балансу витрат водовипуску стабілізаторів-рівня;

φ, C – коефіцієнт, який характеризує зусилля гумовотканинної мембрани;

$\varphi_{\psi}, \varphi_{\kappa}$ – коефіцієнти, які враховують відновлення напору, що витрачений на тертя;

$\varepsilon_{\psi}, \varepsilon_{\kappa}$ – коефіцієнти, які характеризують імпульси гідравлічного удару;

Ψ, K – прямий і зворотний імпульси гідравлічного удару;
 m_j, n_j – коефіцієнти рівняння для визначення складових напруження тертя;
 k_p – коефіцієнт розчинності;
 S_t – коефіцієнт інерційного напору;
 k_3 – коефіцієнт, який характеризує зміни втрат напору за затворі;
 A, B – коефіцієнти рівняння для визначення відносного затвора узла;
 C – коефіцієнт в рівнянні втрат напору на затворі, гідранті, засувці і ін.;
 k_{Γ} – коефіцієнт, який характеризує втрати напору на гідранті;
 A_{Γ}, B_{Γ} – коефіцієнти рівняння для визначення напору у вузлі;
 A_n, B_n – коефіцієнти рівняння для визначення витрати у вузлі з насосом;
 $h_{\text{поч}}$ – відносний початковий напір насоса;
 $m_{\text{ср}}$ – середній крутячий момент на валу насоса;
 $k_{\text{зк}}$ – коефіцієнт, який характеризує втрати напору на зворотному клапані;
 $C_{\text{зк}}$ – коефіцієнт залежності $k_{\text{зк}} = f(\zeta_{\text{зк}})$;
 Ω – коефіцієнт залежності для визначення кута відкриття зворотного клапана;
 β_{Γ} – відносна кутова швидкість обертання тарелі зворотного клапана;
 $A_{\text{нож}}, B_{\text{нож}}$ – коефіцієнти рівняння для визначення витрати у вузлі з насосом і зворотним клапаном;
 K_F – коефіцієнт, який характеризує втрати напору у вузлі приєднання ВПР до трубопроводу;
 $S_{\text{ВПР}}$ – коефіцієнт поперечного перерізу ВПР;

S_{BK} – коефіцієнт поперечного перерізу водонапірної колони;
 B_{BK} – коефіцієнт в рівнянні для визначення напору у вузлі з ВК;

k_ϕ – коефіцієнт, який характеризує втрати напору в бай пасі;

C_ϕ – коефіцієнт залежності $k_\phi = f(\zeta_\phi)$;

ε_g – коефіцієнт зміни живого перерізу потоку;

Ψ_g – аргумент залежності $\varepsilon_g = f(\Psi_g)$;

φ_e – коефіцієнт ефективності при нульовому прогині мембрани;

C_e – коефіцієнт, який враховує зміну d_r ;

K_a, K_b, A_y, B_y – коефіцієнти рівнянь для визначення напору на імпульсній трубці гасника;

$\varepsilon_a, \varepsilon_b, \varepsilon_c, \varepsilon_d$ – коефіцієнти, які характеризують імпульси гідравлічного удару в гілках розрахункового вузла розривностей;

E_l, F_l – коефіцієнти рівняння для визначення водовідбору з розрахункового вузла з ДМ;

K_F – коефіцієнт, який характеризує гідравлічні втрати напору у гідранті з дощувальною машиною.

Відносні величини

Відносні величини визначаються за допомогою базових величин. В якості базових величин прийняті наступні:

T_r – для обчислення відносного часу при розрахунках жорсткого гідравлічного удару;

μ – для обчислення відносного часу при розрахунках пружного гідравлічного удару;

Q_n – для обчислення подачі насоса або витрати;

H_n – для обчислення напорів і втрат напору і лінійних розмірів;

M_n – для обрахування крутячих моментів;

ω_n – для обчислення кутової швидкості обертання;

$M_{ном}$ – для визначення кратності крутячих моментів електродвигуна;

$I_{ном}$ – для визначення кратності струму електродвигуна;

n_c – для визначення ковзання електродвигуна;

Q_m, M_{Gm} – для визначення безрозмірних характеристик зворотного клапана;

$Q_n \cdot \mu$ – для визначення об'єму.

Відносні величини визначаються за наступними відношеннями:

Час

– при жорсткому гідравлічному ударі

$$\tau = \frac{t}{T_r}, \tau_{nn} = \frac{t_{nn}}{T_r}, \tau_n = \frac{t_n}{T_r}, \tau_{опор} = \frac{t_{опор}}{T_r},$$

$$\tau = \frac{t_{зан}}{T_r}, \tau_{np} = \frac{t_{np}}{T_r}, \tau_{он} = \frac{t_{он}}{T_r}, \Delta\tau = \frac{\Delta t}{T_r}$$

– при пружному гідравлічному ударі

$$\tau = \frac{t}{\mu}, \Delta\tau = \frac{\Delta t}{\mu}$$

Частота обертання

$$\nu = \frac{n}{n_n} = \frac{\omega}{\omega_n}, \nu_p = \frac{n_p}{n_n}, \nu_{np} = \frac{n_{np}}{n_n}, \nu_{max} = \frac{n_{max}}{n_n}, \nu_{зан} = \frac{n_{зан}}{n_n}$$

Ковзання

$$s = 1 - \frac{n}{n_c}$$

Витрата

$$q = \frac{Q}{Q_n}, q_{\max} = \frac{Q_{\max}}{Q_n}, q_{зан} = \frac{Q_{зан}}{Q_n}, q_{np} = \frac{Q_{np}}{Q_n}, q_{зв} = \frac{Q_{зв}}{Q_n}$$

$$q_{осн} = \frac{Q_{осн}}{Q_n}, q_{HT} = \frac{Q_{HT}}{Q_n}, q_{\phi} = \frac{Q_{\phi}}{Q_n}, q_F = \frac{Q_F}{Q_n}$$

Налич

$$h = \frac{H}{H_n}, h_w = \frac{H_w}{H_n}, h_{cm} = \frac{H_{cm}}{H_n}, h_{in} = \frac{H_{in}}{H_n}, h_{en} = \frac{H_{en}}{H_n},$$

$$h_{cm\ en} = \frac{H_{cm\ en}}{H_n}, h_{cm\ зр.\ n} = \frac{H_{cm\ зр.\ n}}{H_n}, h_{вак} = \frac{H_{вак}}{H_n}, h_a = \frac{H_a}{H_n},$$

$$h_{Fo} = \frac{H_{Fo}}{H_n}, y_{ВП} = \frac{H_{ВП}}{H_n}, y_{вин} = \frac{H_{вин}}{H_n}$$

Крутячий момент

$$m = \frac{M}{M_n}, m_{нао} = \frac{M_{нао}}{M_n}, m_c = \frac{M_c}{M_n}, m_{кр} = \frac{M_{кр}}{M_n},$$

$$m_T = \frac{M_T}{M_n}, m_M = \frac{M_M}{M_n}, m_n = \frac{M_n}{M_n}$$

Довжина трубопроводу

$$l = \frac{L}{H_n}, l_o = \frac{L_o}{H_n}, l_{нов} = \frac{L_{нов}}{H_n}$$

Тиск

$$N = \frac{\bar{p}_M}{\bar{p}_n}$$

Об'єм

$$V_r = \frac{W_t}{Q_n \cdot \mu}$$

Стала часу ділянки трубопроводу

$$\theta_j = \frac{T_{rj}}{T_r}$$

Індекси нижні

n – базові величини, що можуть дорівнювати параметрам насоса при максимальному ККД;

o – початкові величини, які спостерігаються в момент часу $t=0$;

$поч$ – початкові величини, які спостерігаються в момент часу $t_{поч}$;

$кін$ – кінцеві величини, які спостерігаються в момент часу $t_{кзв}$;

i – величини, які відповідають i -тому моменту часу;

t – величини, які відповідають t -тому моменту часу;

τ – величини, які відповідають i -тому моменту відносного часу τ ;

$дв$ – величини, що відносяться до електродвигуна;

p – величини, які відносяться до розгінного турбінного режиму роботи насоса;

j – величини, які відносяться до j -тої ділянки трубопроводу;

$доп$ – допустиме значення величини;

$опор$ – величини, які відповідають моменту скінчення опорожнення напірного водогону;

$зав$ – величини, які відповідають моменту спрацювання клапана зриву вакууму сифонного водовипуску;

$над$ – надлишкове значення параметра;

$_{ном}$ – номінальне значення параметра;

$_м$ – максимальне значення параметра;

$_т$ – параметри, які відповідають загальмованому стану насосного агрегату;

$_{осн}$ – параметри, які відносяться до основних насосів;

$_{нт}$ – параметри, які відносяться до напірного трубопроводу;

$_{вп}$ – параметри, які відносяться до всмоктувального трубопроводу;

$_к$ – наближення в розрахунках;

$_{рт}$ – параметри, які відносяться до розгінного режиму роботи насоса;

$л, пр.$ – ліворуч або праворуч від розрахункового вузла трубопроводу;

$а, в, с, d$ – позначення відгалужень розрахункового вузла розривностей.

Індекси верхні

* – прогнозні значення параметра;

к – наближення в ітераційних розрахунках;

\bar{p} – риска зверху літери p – означає абсолютний тиск;

$\bar{\Psi}, \bar{K}$ – риска зверху літери означає імпульси гідравлічного удару, які виходять з вузла розривностей в момент часу τ .

ВСТУП

Розвиток стійкого сільськогосподарського виробництва пов'язаний з будівництвом і експлуатацією крупних водогосподарських комплексів на базі машинної водоподачі. Найбільш перспективні закриті трубопровідні зрошувальні системи (ЗОС), які дозволяють використовувати сучасні широкозахватні дощувальні машини.

Схеми водоподачі в таких системах вміщують головні насосні станції (ГНС), які обладнані крупними насосними агрегатами, що подають воду у напірні трубопроводи, які закінчуються водовипускними спорудами; і підкачувальні насосні станції (ПНС), які працюють безпосередньо на закриту трубопровідну мережу. Надійність водоподачі обумовлена перехідними гідромеханічними процесами, які виникають у випадках пуску або зупинки насосів; запуску або зупинки дощувальних машин; заповнення або спорожнення трубопровідної мережі. Динамічні навантаження на елементи водоподачі, які визначають міцність цих елементів, обумовлені неусталеним рухом рідини в трубопроводах, а також початковими і граничними умовами протікання перехідних процесів.

Для забезпечення високої якості проектування і експлуатації систем машинної водоподачі необхідно мати достатньо ефективні математичні моделі, які адекватно описують як неусталений рух рідини, так і різні пристрої, що визначають граничні умови цього руху.

Неусталений рух рідини традиційно розглядається в двох різних схемах. Перша схема відповідає жорсткому гідравлічному удару і не враховує стисливість рідини і пружність стінок трубопроводу. В цьому випадку неусталений рух рідини описується рівнянням Бернуллі з інерційним членом. Математичні моделі на базі цього рівняння досить прості, проте їх застосування допустиме тільки при плавному характері течії рідини і відсутності розривів суцільності потоку. Такі умови характерні для насосних установок з короткими водоводами.

В існуючих математичних моделях не досить повно висвітлені питання впливу на перехідний процес профілю напірного трубопроводу, часу запізнення спрацювання клапанів зриву ва-

кууму сифонних водовипусків, особливості низьконапірних закритих зрошувальних систем і каскадних водоподач. Дотепер недостатньо вивчені перехідні гідромеханічні процеси в водовипусках насосних станцій і в напірних трубопроводах з водоповітряними резервуарами.

Друга схема відповідає пружному гідравлічному удару і є правдивою для будь-яких трубопровідних систем. Розрахунки в межах цієї схеми досить трудомісткі і застосовуються, як правило, з використанням ЕОМ.

Не зважаючи на наявність великої кількості наукових робіт, які пов'язані з проблемами пружного гідравлічного удару, в стадії завершення знаходяться такі питання як врахування втрат на гідравлічне тертя в нестационарних потоках, кавітаційні явища і розрив суцільності потоку при гідравлічних ударах з пониженням тиску, більш обґрунтоване врахування різних граничних умов, що обумовлені роботою насосів, зворотних клапанів, клапанів впуску і защемлення повітря, водовпускних резервуарів і ін. Крім того, швидко розвиваються методи керування динамічними хвильовими процесами в напірних трубопровідних системах шляхом раціонального керування закриттям засувки, використанням регульованого пуску і зупинкою насосів при наявності тиристорних перетворювачів, застосуванням стабілізаторів тиску і самостабілізаторів тиску.

Ці питання ще більше загострюються для складних закритих зрошувальних систем, в яких суттєві процеси затухання і інтерференції хвиль гідравлічного удару, наявність протиударної арматури, невизначеність умов заповнення і спорожнення трубопровідної мережі. Крім того, виникають проблеми багатомірності параметрів трубопровідної системи, які пов'язані з необхідністю обробки великого об'єму інформації.

Робота по підготовці матеріалів монографії розподілилася наступним чином: вступ і розділ 2 написані Герасимовим Г. Г.; розділи 1, 3, 4, 7 написані сумісно Герасимовим Г. Г. і Герасимовим Є. Г.; розділи 5, 6, 8, 9 і висновки написані сумісно Герасимовим Г. Г., Герасимовим Є. Г. і Івановим С. Ю.

1. КОРОТКА ХАРАКТЕРИСТИКА СТАНУ ВИВЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ

1.1. Особливості роботи систем машинного водопідйому

Перехідні гідромеханічні процеси в насосних установках с крупними осьовими і відцентровими вертикальними насосами, які виникають при пусках і зупинках насосів, супроводжуються значними коливаннями тисків, підвищенням рівня вібрацій, значними навантаженнями на робочі колеса і деталі приводу розвороту лопатей [20, 242]. Небезпеку представляють розгінні режими роботи насосних агрегатів, які виникають при відмові клапанів зриву вакууму в сифонах. В цих випадках сифонний водовипуск починає працювати як сифонний водоприймач і насос розвертається зі зворотною угінною швидкістю, яка може досягати 140...160% від номінальної. Така швидкість може бути небезпечною для електродвигуна насосного агрегату, тому що за рахунок відцентрових сил відбувається винос обмоток ротора і їх пошкодження. При цьому, за даними заводів-виготовників електродвигунів допустима швидкість зворотного обертання ротора становить не більше 130%, тобто повинна виконуватися умова $n_p \leq n_{\text{доп}} = 1,3n_{\text{ном}}$ [347].

Пульсаційні навантаження, рівні вібрації, напруження в елементах насоса в цих режимах перевищують відповідні характеристики в робочих режимах в 5...8 раз, що викликає посилений знос деталей, які зазнають тертя [242]. Наслідки розгінних режимів настільки серйозні, що після кожного випадку виходу агрегату в розгін рекомендується виконувати його ревізію.

Не зважаючи на короткочасність несприятливих режимів роботи насосів при перехідних процесах їх параметри є визначальними при розрахунках на міцність пристроїв і споруд насосної станції [243].

При пусках крупних осьових насосів на спорожнений трубопровід необхідно враховувати умови входження електродвигуна в синхронізм, тому що при значній довжині живильної лінії електропередач пониження напруження в момент пуску

спостерігається до 20...30% від номінального [392]. Суттєвий вплив на перехідні процеси в період наповнення трубопроводу обумовлює конструкція повітряпропускних пристроїв сифонних водовипусків. При недостатній повітряпропускній здатності цих пристроїв спостерігається вихід повітря з-під шелиги сифона великими пухирями, що створює додаткові динамічні навантаження на напірний трубопровід і насосний агрегат. Для правильного налаштування схем автоматики необхідно достатньо точно визначити проміжок часу від начала пуску до моменту синхронізації $T_{\text{сінхр}}$.

Перехідні процеси в насосних установках с горизонтальними відцентровими насосами пов'язані з умовами роботи зворотних клапанів. Запізнення з посадкою тарелі зворотного клапана на сідло призводить до гідравлічного удару значної сили і руйнуванню зворотних клапанів – відриву тарелі, розриву корпусу і ін.

Для врахування умов роботи зворотних клапанів при розрахунках перехідних процесів необхідні їх гідродинамічні характеристики, які отримують в результаті експериментальних досліджень [434-437]. Для попередження гідравлічних ударів застосовують зворотні клапани з противагою, яка забезпечує прискорену посадку тарелі на сідло або для невеликих діаметрів трубопроводів, до 1 м – зворотні клапани обладнуються гальмом, яке забезпечує регульовану посадку тарелі [188].

Для впровадження нової дощувальної техніки необхідно створення досконалих закритих зрошувальних систем (ЗОС), які мають ряд переваг: скорочують втрати води на випаровування і фільтрацію, підвищують коефіцієнт використання землі, продуктивність праці тому, що насосні станції ЗОС, як правило, автоматизовані [174]. Такі системи мають і негативні якості: часті пориви трубопроводів від гідравлічних ударів. Під гідравлічним ударом звичайно розуміють комплекс явищ, які виникають при різкій зміні швидкості течії рідини в пружній трубопровідній системі і які супроводжуються затухаючим коливальним процесом чергування різкого підвищення і пониження тиску. Із-за складності зазвичай не виконують розрахунки гідравлічних ударів в ЗОС, тому засоби протиударного захисту не завжди передбачають [87].

1.2. Існуючі методи розрахунків перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках

Перша група методів розрахунку перехідних процесів використовує модель жорсткого гідравлічного удару. В цьому випадку рівняння неусталеного руху нестискої рідини в жорсткому складному трубопроводі мають вигляд:

$$R_2 \frac{dQ}{dt} = H - H_{cm} - R_1 |Q| Q, \quad (1.1)$$

де
$$R_1 = \frac{1}{2g} \left[\sum_{j=1}^j \lambda_{yi} \frac{L_j}{f_j^2 d_{mpj}} + \sum \frac{\zeta}{f_j^2} \right], \quad (1.2)$$

$$R_2 = \frac{1}{g} \sum_{j=1}^j \frac{L_j}{f_j}. \quad (1.3)$$

Рівняння неусталеного обертання ротора насосного агрегату можна представити так:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{над}. \quad (1.4)$$

У методі Кітріджа система двох рівнянь (1.1) і (1.4), які представлені у відносних величинах вирішуються методом чисельного інтегрування з використанням чотириквadrантних характеристик насоса, що приведені в двох системах координат [590]

$$\frac{h}{v^2}, \quad \frac{m}{v^2}, \quad \frac{q}{v} \quad \text{і} \quad \frac{h}{q^2}, \quad \frac{m}{q^2}, \quad \frac{v}{q}.$$

Метод не дозволяє враховувати вплив спорожнення трубопроводу після вимикання насосного агрегату і потребує застосування достатньо великий крок інтегрування за часом $\Delta\tau=0,0025$, $\Delta\tau=0,0025$, що призводить до значного об'єму розрахунків.

В основу аналітичного методу професора Руднева С. С. покладено сумісне розв'язання рівнянь (1.1), (1.4) шляхом виключення часу t і двократній заміні змінних, після чого рішення виконується шляхом чисельного інтегрування з використанням чотириквadrантних характеристик насоса. Спорожнення трубопроводу також не враховується. Процес розрахунків досить тру-

довитратний.

Аналітичний метод В. Е. Пикуліна [396] заключається в сумісному розв'язанні рівнянь (1.1), (1.4) з залученням повних енергетичних характеристик насоса в координатах $\bar{Q}_n, \bar{n}_n, \bar{M}_n$ і використанням поступових наближень. Зміну об'єму води в трубопроводі враховується за залежністю $\Delta W = 0,5(Q_{i-1} + Q_i)\Delta t$, а зміна рівня води становить $\Delta H_{cm} = \Delta W/f$. Автор рекомендує застосовувати метод при довжині напірних трубопроводів не більше 500 м. Метод досить трудовитратний і не пристосований до використання ЕВМ.

Графоаналітичний метод І. Л. Бриксмана і А. В. Подласова [401] використовує каталожні характеристики насоса в межах першого квадранта, тобто прослідковує криву вибігу до нульової витрати. Спорожнення трубопроводу не враховується.

В методі М. М. Белявського пропонується в початковій стадії приймати зниження напору за законом прямого гідравлічного удару $H_{in} = -a\Delta Q/(gf)$. Метод достатньо трудовитратний, потребує побудови кривих пропорційності і використання повних характеристик насоса. Спорожнення напірного трубопроводу не враховується.

В методі Г. А. Гречушкина [151] використовується сумісне розв'язання рівнянь (1.1), (1.4) методом послідовних наближень з використанням чотириквadrантних характеристик насоса в координатах $\bar{Q}_n, \bar{n}_n, \bar{M}_n$ і врахуванням спорожнення напірного трубопроводу. Метод детально розроблений і відрізняється значним об'ємом розрахунків.

В методі Е. В. Залуцького і А. І. Петрухно [209] використовуються усі особливості попереднього методу, проте процедура наступних наближень упорядкована вводом кінцевих різниць на початку і в кінці розрахункового інтервалу.

В методі Г. Г. Герасимова, представленого в роботах [101; 405; 449; 504] рівняння (1.1), (1.4) приводяться до безрозмірного виду

$$\frac{dq}{d\tau} = h - h_{cm} - k|q|q, \quad (1.5)$$

$$\frac{d\nu}{d\tau} = \Gamma m_{nao} = -\Gamma \left[m + \text{sign}(\nu) m_{mp} \right]. \quad (1.6)$$

Спорожнення трубопроводу враховується наступними залежностями.

Якщо $q \geq q_{зан}$, то $h_{cm} = const$, $l = const$.

Якщо $q < q_{зан}$, то

$$\frac{dh_{cm}}{d\tau} = Uq, \quad (1.7)$$

$$\frac{dl}{d\tau} = Pq. \quad (1.8)$$

Коефіцієнти безрозмірних рівнянь є критеріями подібності і обчислюється за формулами:

$$k = \frac{H_{wh}}{H_n}, \quad (1.9)$$

$$\Gamma = \frac{T_r}{T_a}, \quad (1.10)$$

$$P = \frac{Q_n T_r}{f H_n}, \quad (1.11)$$

$$U = P \sin \alpha. \quad (1.12)$$

Сталі часу трубопроводу і насосного агрегату визначаються за формулами

$$T_r = \frac{Q_n}{g H_n} \sum_{j=1}^j \left(\frac{L_j}{f_j} \right), \quad (1.13)$$

$$T_a = \frac{GD_{aep}^2 n_n}{375 M_n} = \frac{I \omega_n}{M_n}. \quad (1.14)$$

Повні характеристики насоса в координатах

$\frac{h}{\nu^2}$, $\frac{m}{\nu^2}$, $\frac{q}{\nu}$ і $\frac{h}{q^2}$, $\frac{m}{q^2}$, $\frac{\nu}{q}$ апроксимуються за визна-

ченими ділянками залежностями виду:

$$\frac{h}{v^2} = A_o + A_1 \frac{q}{v} + A_2 \left(\frac{q}{v} \right)^2 + A_3 \left(\frac{q}{v} \right)^3, \quad (1.15)$$

$$\frac{m}{v^2} = B_o + B_1 \frac{q}{v} + B_2 \left(\frac{q}{v} \right)^2 + B_3 \left(\frac{q}{v} \right)^3, \quad (1.16)$$

$$\frac{h}{q^2} = C_o + C_1 \frac{v}{q} + C_2 \left(\frac{v}{q} \right)^2 + C_3 \left(\frac{v}{q} \right)^3, \quad (1.17)$$

$$\frac{m}{q^2} = D_o + D_1 \frac{v}{q} + D_2 \left(\frac{v}{q} \right)^2 + D_3 \left(\frac{v}{q} \right)^3, \quad (1.18)$$

Коефіцієнти цих залежностей для основних типів осьових і відцентрових насосів приведені в додатку до дисертації [100] або в додатку Д1 даної монографії.

Перехід до безрозмірних величин дозволяє спростити розрахунки. Для цього достатньо в рівняннях (1.5) – (1.8) перейти до кінцевих різниць і представити їх у вигляді рекурентних співвідношень.

$$v_i = v_{i-1} - \Gamma \left[m_{i-1} + \text{sign}(v) m_{mp} \right] \Delta \tau, \quad (1.19)$$

$$q_i = q_{i-1} + \frac{l_o}{l} (h_{i-1} - h_{cmi}) - k q_{i-1} |q_{i-1}|, \quad (1.20)$$

$$\text{Якщо } q \geq q_{zan}, \text{ то } h_{cmi} = h_{cmo} = \text{const}, l_i = l = \text{const}. \quad (1.21)$$

Якщо $q < q_{zan}$, то

$$h_{cmi} = h_{cmi-1} + U q_{s-1} \Delta \tau, \quad (1.22)$$

$$l_i = l_{i-1} + P q_{i-1} \Delta \tau. \quad (1.23)$$

Задаючись достатньо малою величиною відносного часу $\Delta \tau$, можна визначити величини v_i , q_i , m_i , h_{cmi} , l_i , а потім за залежностями (1.15)-(1.18) для відповідної ділянки повних характеристик визначити величини h_i та m_i . Розглянутий алгоритм розрахунку легко реалізувати на ЕОМ.

В методі В. І. Вісаріонова і В. А. Кукушкіна [56] використані залежності в абсолютних величинах, які аналогічні рівнянням (1.1) і (1.4). Спорожнення трубопроводу не враховується. Задача вирішується методом послідовних наближень на ЕВМ.

В методі Р. М. Рафаеляна [423] вводиться для кожного режиму апроксимація повних характеристик параболами і система чотирьох рівнянь зводиться до двох рівнянь. В результаті розв'язання цієї системи отримано поле напрямів інтегральних кривих в площині Q, ω . Фокус ізоклін вказує єдиний стійкий стан роботи агрегату в турбінному режимі.

Метод В. Я. Кареліна, Н.Н. Аршеневського, Р. А. Новодержкіна, Б. Б. Поспелова і др. Узагальнює роботу великого колективу співробітників МІСІ та Союзпроекту [319]. Метод дозволяє розраховувати перехідні гідромеханічні процеси при пусках і зупинках насосних агрегатів, враховує наповнення і спорожнення трубопроводів, умови входження електродвигуна в синхронізм, роботу водовипускних споруд. Розрахунки виконуються при ручному виконанні і з використанням програмованого мікрокалькулятора «Електроніка» МК-56. Розглянута методика є найбільш повною з існуючих в теперішній час.

Друга група методів розрахунку перехідних гідромеханічних процесів використовує модель пружного гідравлічного удару, враховує стисливість рідини і пружність стінок труби. Початком великої кількості досліджень з теорії гідравлічного удару слугують роботи М. Е. Жуковського [207], який для виводу диференціальних рівнянь гідравлічного удару застосував теорему про зміну кількості руху для маси рідини, яка розміщена між двома перерізами. В результаті ним були отримані наступні диференціальні рівняння в часткових похідних

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho_o \frac{\partial v}{\partial t}, \quad (1.24)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = a^2 \rho_o \frac{\partial v}{\partial x}. \quad (1.25)$$

Ці рівняння є основними диференціальними рівняннями гідравлічного удару ідеальної рідини. Стан досліджень з теорії гідравлічного удару до 1954 р. детально викладено в статті М. А. Мосткова [331]. Огляд досліджень гідроудару за кордоном наданий в статті Мартіна [308]. Сучасний стан досліджень перехідних процесів в гідравлічній системі наведено в колективній монографії [138].

В перших роботах по гідроудару М. Е. Жуковського, Л. Аллієві, а потім в дослідженнях М. А. Мосткова [328; 330], А. А. Суріна [520], В. С. Дикаревського [173] і ін. використовується класичний метод Даламбера, який дає наочну картину розповсюдження хвиль по довжині тракту.

В монографії І. А. Чарного [572] викладено метод аналізу неусталеного руху рідини за допомогою контурного інтегрування в площині комплексної частоти. Використовуючи запропонований ним метод лінеаризації втрат на тертя, автор вирішив ряд задач про нестационарні процеси в гідравлічних трактах. Другий інтегральний метод – за допомогою перетворень Фур'є знайшов застосування в роботах Н. А. Картвелішвілі [247] для гідроудару в трубах з пружнопластичного матеріалу. Достатньо ретельно класичні методи розв'язання рівнянь неусталеного руху рідини описані в роботах Г. Д. Розенберга – додаток до роботи [572].

Крім аналітичних методів розроблено ряд графічних і чисельних методів вирішення задачі про перехідний процес. Детально графічний метод викладено в роботах Л. Б. Бержерона [35], М. М. Андріяшева [12], А. А. Суріна [519]. Чисельні методи, до яких відноситься і класичний метод характеристик, дозволяє використовувати ЕОМ і вирішувати не тільки лінеаризовані рівняння гідромеханіки, але й нелінійні рівняння, а також детально враховувати особливості граничних умов.

Розглянемо чисельний метод М. А. Мосткова [328-330; 332]. Диференціюючи (1,24) по t , а (1,25) по x , автор отримує

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (1.26)$$

і диференціюючи (1,24) по x , а (1,25) по t

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (1.27)$$

де $y = P/\gamma$ – динамічний напір.

Інтегрування хвильових рівнянь (1.26), (1.27) виконується методом Ейлера. В результаті інтегрування отримані остаточні залежності

$$y_i - y_o = F_i(t - x/a) + f_i(t + x/a), \quad (1.28)$$

$$v_i - v_o = -\frac{g}{a} \left[F_i(t - x/a) - f_i(t + x/a) \right]. \quad (1.29)$$

Величини F_i та f_i називаються хвилями, представляють деякі тиски (напори) і визначаються положенням (абсциса x) і часом (t), який пройшов після виникнення збурення. При цьому F_i представляє хвилю тиску, яка переміщується від точки збурення (пряма хвиля) і f_i – в напрямі до точки збурення (зворотна хвиля).

Послідовно віднімаючи і додаючи рядки виразів (1.28) і (1.29), отримують значення функцій F_i і f_i

$$2F_i\left(t - \frac{x}{a}\right) = y_i - y_o - \frac{a}{g}(v_i - v_o), \quad (1.30)$$

$$2f_i\left(t - \frac{x}{a}\right) = y_i - y_o + \frac{a}{g}(v_i - v_o). \quad (1.31)$$

Якщо застосувати перше рівняння (1.30) послідовно до точок А і В труби с абсцисами x_A і x_B , то можна написати

$$2F\left(t_1 - \frac{x_A}{a}\right) = y_{A1} - y_o - \frac{a}{g}(v_{A1} - v_o), \quad (1.32)$$

$$2F\left(t_2 - \frac{x_B}{a}\right) = y_{B2} - y_o - \frac{a}{g}(v_{B2} - v_o). \quad (1.33)$$

Доберемо тепер відстань між точками А і В таким чином, щоб

$$t_1 - \frac{x_A}{a} = t_2 - \frac{x_B}{a} \quad \text{або} \quad t_1 - t_2 = \frac{x_A - x_B}{a}.$$

Тоді з умови рівності правих частин виразів (1.32) і (1.33) отримаємо перше (пряме) рівняння

$$y_{A1} - y_{B2} = \frac{a}{g}(v_{A1} - v_{B2}). \quad (1.34)$$

І шляхом аналогічних операцій з виразом (1.31), отримаємо друге (зворотне) рівняння

$$y_{B1} - y_{A2} = \frac{a}{g}(v_{B1} - v_{A2}). \quad (1.35)$$

Рівняння (1.34), (1.35), які називаються спряженими, отримав О. Шнидер. Вони зв'язують у часі швидкості і тиски для будь-

яких двох точок по довжині трубопроводу. Представимо тепер рівняння (1.30) і (1.31) у вигляді

$$F_i = \frac{\pi_i - \pi_0}{2} \quad (1.36) \quad \text{і} \quad f_i = \frac{\Omega_i - \Omega_0}{2}. \quad (1.37)$$

Тут вже введені поняття прямого π і зворотного Ω імпульсів гідравлічного удару.

$$\pi = y - \frac{av}{g}, \quad (1.38)$$

$$\Omega = y + \frac{av}{g}. \quad (1.39)$$

В результаті можна записати (1.34), (1.35)

$$\pi_{A1} = \pi_{B2}, \quad (1.40)$$

$$\Omega_{B1} = \Omega_{A2}. \quad (1.41)$$

Значення π і Ω в який-небудь момент часу і в будь-якому перерізі А, В трубопроводу заданих пружних властивостей, дозволяє знайти швидкість v і тиск $\rho g y$ в тому ж перерізі. Дійсно з (1.38) і (1.39) складанням отримаємо

$$y = \frac{\Omega + \pi}{2} \quad (1.42)$$

і відніманням

$$v = \frac{g}{a} \cdot \frac{\Omega - \pi}{2}. \quad (1.43)$$

Для простих трубопроводів з ідеальною рідиною написаних формул достатньо для проведення розрахунку крок за кроком з урахуванням граничних і початкових умов.

Врахування тертя М. А. Мостков здійснює введенням так званих «вузлів опору», де зосереджуються усі втрати на тертя, що значно збільшує об'єм розрахунків.

При необхідності врахування втрат напору в докритичній області гідравлічного опору для визначення λ використовують формули в залежності від числа Рейнольдса [572]

$$\text{Re}_D = \frac{v d_{mp}}{\nu_6}. \quad (1.44)$$

Для перехідної та квадратичної області опору при $Re_D > 2300$ використовується формула А. Д. Альтшуля, які враховують відносну шорсткість труб $\bar{\Delta}_r = \bar{\Delta} / d_{mp}$ [572]

$$\lambda = 0,11 \left(\bar{\Delta}_r + \frac{68}{Re_D} \right)^{0,25}. \quad (1.45)$$

Для області ламінарної течії при $Re_D \leq 2300$ [560; 572]

$$\lambda = \frac{64}{Re_D}. \quad (1.46)$$

Другий спосіб враховує згасання хвиль гідравлічного удару за пропозицією Т. Б. Лунякиної [294] введенням логарифмічного дикременту згасання $e^{-\mu_l t}$, де постійна μ_l – називається коефіцієнтом згасання коливань. Значення μ_l залежить від в'язкості рідини. В роботах В. С. Дикаревського [173; 176] уточнена методика визначення коефіцієнта згасання коливань

$$\mu_l = \frac{\lambda_{ny} Q_n}{4d_{mp} f}. \quad (1.47)$$

В межах гіпотези квазістаціонарності можливо приймати $\lambda_{ny} = \lambda$, де при відомих початкових втратах напору H_{wo}

$$\lambda = \frac{H_{wo}}{\frac{L}{d_{mp}} \cdot \frac{v_0^2}{2g}} \quad (1.48)$$

або визначено за формулами (1.45), (1.46).

Для наближеного врахування об'ємної в'язкості при нестационарності руху рідини можна приймати $\lambda_{ny} = 2\lambda$ за рекомендаціями Л. Б. Зубова [224].

Аналогічний коефіцієнт згасання μ_l раніше був отриманий І. А. Чарним і Г. Д. Розенбергом [35; 572] при лінеаризації втрат на тертя.

Згасання гідравлічного удару в трубах обумовлено також втратами енергії на пружний гістерезис в матеріалі стінок труб. Формула для визначення коефіцієнта згасання коливань рідини внаслідок внутрішнього тертя в матеріалі стінок труб K_p запропоновано Ю. Н. Гризодубом [176].

$$\kappa_p = \frac{\pi a \rho \eta \omega d_{mp}}{\delta E \sqrt{1 + \rho a^2 \frac{d_{mp}}{E}}}, \quad (1.49)$$

де η – коефіцієнт втрат енергії в матеріалі труб,
 ω – частота процесу.

По даним роботи [168] для сталі $\eta = 0,0005$; для меді і латуні $\eta = 0,001$; для скла $\eta = 0,002$; для гуми $\eta = 0,1$. Частота процесів при гідравлічному ударі є зворотною величиною періоду коливань

$$\omega = \frac{1}{T} = \frac{a}{4L}. \quad (1.50)$$

В.С. Дикаревський пропонує сумісно враховувати вплив гідравлічних опорів і втрат енергії на внутрішнє тертя в матеріалі труб [176] на згасання хвиль гідравлічного удару шляхом визначення коефіцієнта згасання за такою формулою:

$$\mu_1 = \frac{(\lambda_{ny} + \lambda_\Gamma) v_o}{4d_{mp}}, \quad (1.51)$$

де λ_Γ – коефіцієнт, який враховує внутрішнє тертя в матеріалі труб на згасання коливань в трубопроводі. Для визначення λ_Γ запропонована формула

$$\lambda_\Gamma = \frac{\Psi_o \rho a^2 d_{mp}^2}{E \delta l}, \quad (1.52)$$

де Ψ_o – коефіцієнт поглинання енергії, причому для залізобетону $\Psi_o = 0,3$; для сталі $\Psi_o = 0,001 \dots 0,03$.

Третім способом врахування втрат на тертя є введення Б. І. Блохиным в спряжені рівняння гідравлічного удару поправочних коефіцієнтів [55; 40]

$$\varphi_\Psi = \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{g H_{mpo} f}{a Q_o} \right), \quad (1.53)$$

$$\varphi_\kappa = \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{g H_{mpo} f}{a Q_o} \right). \quad (1.54)$$

Не зважаючи на велику кількість досліджень, питання про гідрравлічний опір при неусталених течіях не можна вважати остаточно вирішеним [35; 142; 247; 309; 315; 407; 408; 572]. Теоретичне рішення було отримано лише для гідрравлічних опорів в неусталених ламінарних течіях. Для таких течій дотичне напруження на стінці труби τ_w пов'язане з середньою швидкістю і похідними за часом від цієї швидкості, тобто процес неусталеної течії залежить від попередньої історії свого розвитку. Такий висновок отриманий Зилке [215], який запропонував модифікацію метода характеристик, що враховує залежність напруження сили тертя від частоти, і ввів для цього спеціальну вагову функцію. Для використання цього методу на ЕВМ необхідно запам'ятовувати значення швидкості для 500 і більше інтервалів часу в кожному перерізі трубопроводу.

Трихта [142] запропонував наближену функцію, яка досить точно апроксимує залежність для вагової функції. В статті [566] запропоновано використовувати цю модифіковану залежність і для неусталених турбулентних течій. Дотичні напруження на стінці можна визначити за формулою

$$\tau_w = \frac{0,316 \rho v^2}{8 \text{Re}_D^{0,25}} + \frac{4 \rho v_e}{d_{mp}} (y_1 + y_2 + y_3). \quad (1.55)$$

Ця залежність базується на припущенні, що складова напруження тертя, яка залежить від частоти, для турбулентного потоку співпадає зі складовою для ламінарного потоку. Зв'язок між значеннями y_i на двох часових шарах τ і $\tau-1$ в N-ом перерізі тракту

$$y_{jN\tau} = y_{jN(\tau-1)} \exp \left[-n_j \left(4v_e / d_{mp}^2 \right) \Delta t \right] + m_j \left(v_{N\tau} - v_{N(\tau-1)} \right). \quad (1.56)$$

При цьому для кожного N-ного перерізу необхідно запам'ятовувати значення всього чотирьох величин $y_{1N(\tau-1)}$, $y_{2N(\tau-1)}$, $y_{3N(\tau-1)}$, $y_{4N(\tau-1)}$ для попереднього інтервалу часу. Для коефіцієнтів m_j і n_j запропоновані наступні значення [142]: $m_1 = 40$; $m_2 = 8,2$; $m_3 = 1$; $n_1 = 8000$; $n_2 = 200$; $n_3 = 26,4$. При таких значеннях коефіцієнтів вагова функція апроксимується достатньо точно у

всьому діапазоні відносного часу $\bar{t} = (4\nu_e / d_{mp}^2) t$, за виключенням $\bar{t} < 0,00005$.

На базі експериментальних даних І. Г. Розенберг [572] приходить до висновку, що гіпотеза квазістаціонарності дає суттєву похибки при розгляданні неусталених течій з крутими фронтами хвиль великої амплітуди. Ним отримана неявна залежність відносної швидкості

$$\left[\bar{v} + 6,085 \frac{K_i}{\text{Re}_D \bar{v}} \left(6,085 - \frac{1}{\bar{v}} \right) \right] \ln(\text{Re}_D \bar{v}) = 0,406 - 0,157 \bar{v} + 7,04 \frac{K_i}{\text{Re}_D \bar{v}} \left(2,575 - \frac{1}{\bar{v}} \right), \quad (1.57)$$

$$\bar{v} = \frac{v_*}{u_{cp}} = \frac{1}{u_{cp}} \cdot \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad \bar{v} = \frac{v_*}{u_{cp}} = \frac{1}{u_{cp}} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = \sqrt{\frac{\lambda_{ny}}{8}}. \quad (1.58)$$

$$K_n = \frac{d_{mp}}{u_{cp}} \cdot \frac{\partial u_{cp}}{\partial t}, \quad (1.59)$$

де K_n – параметр нестационарності.

Визначив значення дотичного напруження на стінці при неусталеному русі, можна знайти λ_{ny}

$$\lambda_{ny} = \frac{8\tau_w}{\rho u_{cp}^2}. \quad (1.60)$$

На базі використання теорії пограничного шару для аналізу втрат на тертя в випадку неусталеної турбулентної течії Вуд і Франк [74] отримали графічну залежність спадів тиску від числа Рейнольдса, яка підтверджена експериментально Зауером. Нами була виконана апроксимація цього графіка у вигляді

$$K_{\sigma} = \frac{\delta \Delta p_{ny}}{\delta \Delta p_{kc}} = 493407 \cdot \text{Re}_D^{-1,273}. \quad (1.61)$$

Як показує дана залежність відношення розрахункового зменшення тиску в неусталеному режимі до результату для квазіс-

таціонарної течії змінюється від 0,8 до 4,0 при зміні чисел Рейнольдса от 35000 до 10000.

Дослідження діючих водоводів [170; 183; 549] показали, що вміст у воді нерозчиненого повітря, приведеного до атмосферному тиску, складає $\varphi = 0,005-0,015$ от від об'єму рідини в трубопроводах. Отже, в діючих водоводах гідравлічний удар проходить в газорідинній суміші зі змінною швидкістю розповсюдження ударної хвилі a_ϕ , яка залежить від вмісту повітря і абсолютного тиску суміші.

Наявність у воді бульбашок повітря призводить до значних втрат енергії на їх стискання і розширення, які проявляються у вигляді другої, тобто об'ємної в'язкості [533]. В деяких випадках об'ємна в'язкість може перевищувати звичайну поверхневу в тисячу і більше разів. Л. Вен Вейгарден [52] відмічає, що за даними Тейлора із-за наявності в рідині бульбашок появляється

мінлива в'язкість, яка має величину приблизно $\frac{4}{3} \cdot \frac{\mu_\epsilon}{\varphi_n}$, де μ_ϵ –

динамічний коефіцієнт в'язкості чистої рідини; φ_n – об'ємна концентрація бульбашок. Аналогічні дані приводить Стрітер і ін. [545].

На основі експериментів, в яких швидкість змінювалась в межах 0,27...0,91 м/с, А. Е. Татура запропонував формулу для визначення коефіцієнта гідравлічного опору в неусталених газорідинних потоках

$$\lambda_{ny} = 10^6 \left(34,72 - 31,9 \frac{a_\phi}{a_{жс}} \right) \text{Re}_D^{-1.61}. \quad (1.62)$$

В цій формулі дійсну швидкість розповсюдження ударної хвилі в трубопроводі a_ϕ рекомендується визначати за даними [178; 183], а значення $a_{жс}$ – за формулою М. Е. Жуковського.

У відповідності з [403] формула М. Е. Жуковського має вид

$$a_{жс} = \sqrt{\frac{E_{жс}}{\rho_{жс} \left(1 + \frac{d_{mp}}{\delta} \cdot \frac{E_{жс}}{E} \right)}}. \quad (1.63)$$

В роботі [8] В. М. Алишев і Н. Г. Зубкова виконали аналіз формул для визначення швидкості розповсюдження хвилі гідровлічного удару в двофазному газорідинному потоці. Всі формули в залежності від методу їх виводу можна розділити на три групи: 1 група – отримана на основі залежності Кортвега [8; 315]; 2-група – виведена при розгляді об’ємної деформації гідросуміші [8]; 3 група – виведена в результаті розгляду зміни маси гідросуміші в елементарному об’ємі трубопроводу [8; 171; 178; 183]. З математичної точки зору більш строгими є формули третьої групи. Недоліком багатьох формул є необхідність визначення a_ϕ методом підбору. На основі теорії розмірностей і узагальнення експериментальних даних Н. Г. Зубкова отримала формулу для визначення a_ϕ у явному вигляді

$$a_\phi = \frac{a_{жс}}{2,25 \cdot 10^{-5} \frac{a_{жс}^{2,66}}{H_c^{1,33}} \varphi^{0,7+143,5 \frac{v_c}{a_o}} + 1} . \quad (1.64)$$

де H_c – абсолютний гідродинамічний напір до удару, м; φ – дійсний газовміст, тобто газовміст потоку при атмосферному тиску, в долях; v_c – середня швидкість потоку води, яка дорівнює швидкості суміші в цілому, м/с; a_o – швидкість розповсюдження звуку в воді, яка дорівнює $a_o = 1425$ м/с. За цією формулою можна визначити величину газовмісту φ , якщо швидкість розповсюдження хвилі a_ϕ виміряна експериментально.

Пропозиції для розрахунку швидкості розповсюдження хвилі тиску в газорідинних потоках є і в більш пізніх роботах [496; 497; 576; 581]. В деяких з них враховуються ефекти масообміну між газовим і рідким середовищем. При цьому важливо встановити чи понижується тиск нижче тиску p_2 , при якому повітря починає виділятися з води.

Всі рідини розчиняють і поглинають гази. Згідно з законом Генрі-Дальтона [581] при тисках до 30 МПа і постійній температурі відносний об’єм $w_{г}/w_{жс}$ розчиненого газу дорівнює постійній величині k_p , яка називається коефіцієнтом розчинності. Якщо процес розчинення відбувається при p_2 , то перерахувавши об’єм на інші еталонні тиски (наприклад, атмосферний p_{a0} ,

отримаємо відношення об'єму розчиненого газу до об'єму рідини

$$\sigma_{z2} = \frac{W_{\Gamma pa}}{W_{жр2}} = k_p \frac{p_2}{p_a}. \quad (1.65)$$

При температурі 20° С и атмосферному тиску у воді вміщується 1,6% розчиненого повітря за об'ємом ($k_p=0,016$). Зі зростанням температури від 0 до 30° С коефіцієнт розчинності повітря в воді зменшується.

Визначимо питомий об'єм δ_2 , який мав би газ в нерозчиненому стані при тиску p_2 і температурі t_2 , рахуючи процес стискування ізотермічним

$$\delta_2 = \sigma_{s2} \frac{p_a - p_n}{p_2 - p_n}, \quad (1.66)$$

де p_n – тиск парів рідини при температурі t_2 . Якщо тиск в рідині впаде до величини p , то об'єм газу що виділився з рідини і який приведений до тиску p_2 і температурі t_2 , буде дорівнювати [592]

$$\delta' = \delta_2 \left(1 - \frac{p - p_n}{p_2 - p_n} \right). \quad (1.67)$$

Для знаходження об'єму виділеного газу при тиску p припускаємо, що процес його розширення ізотермічний

$$\delta_1 = \delta_2 \left(1 - \frac{p - p_n}{p_2 - p_n} \right) \frac{p_2 - p_n}{p - p_n}. \quad (1.68)$$

Отже, об'ємний вміст газу, який виділився з рідини при тиску p , буде

$$\varepsilon_{вг} = \frac{\delta_1}{1 + \delta_1}. \quad (1.69)$$

Процес виділення газу проходить інтенсивніше ніж розчинення. За даними [559] в результаті експериментів встановлена аномальна інтенсифікація (в десятки разів) процесів кавітації і парогазовиділення в рідині при гідроударній дії в трубі. Це проявляється в порушенні суцільності рідини і виділенні з неї пари і розчинених в ній газів при проходженні хвилі як пониженого, так і підвищеного тиску.

Для визначення швидкості розповсюдження ударної хвилі в трифазній суміші, яка включає воду, газ (повітря) і тверду фазу В. М. Алишевим запропонована [581] формула

$$a_{\phi} = \frac{\sqrt{E_{жс} / \rho}}{\sqrt{\left((1 - \varepsilon_{HG} - \varepsilon_{BG} - \varepsilon_{TB}) + \frac{d_{mp}}{\delta} \cdot \frac{E_{жс}}{E} + \varepsilon_{HG} \frac{E_{жс}}{n_n p} + k_{\Gamma} \frac{p_a p_2}{p^2} E_{жс} + \varepsilon_{TB} \frac{E_{жс}}{E} + \varepsilon_{TB} \frac{d_{mp}}{\delta} \frac{E_{жс}}{E} \left(\frac{\rho_{TB}}{\rho} - 1 \right) \right)}}, \quad (1.70)$$

де k_{Γ} – коефіцієнт, який залежить від об'єму розчиненого повітря. Формула правдива при $\varepsilon_{HG} \leq 0,02 \dots 0,03$. Величини ε_{BG} і $k_{\Gamma} \frac{p_a p_2}{p^2} E_{жс}$ в цій формулі враховує процес виділення розчиненого повітря, який виникає при $p < p_2$. При $p > p_2$ ці величини не враховуються.

Пропонується для двофазного потоку, не розділяючи вплив нерозчиненого і розчиненого газів, використовувати залежність (1.70) в такому вигляді

$$a_{\phi} = \frac{\sqrt{E_{жс} / \rho}}{\sqrt{\left((1 - \varepsilon_{HG} - \varepsilon_{BG}) + \frac{d_{mp}}{\delta} \cdot \frac{E_{жс}}{E} + (\varepsilon_{HG} + \varepsilon_{BG}) \frac{E_{жс}}{n_n p} \right)}}, \quad (1.71)$$

Причому при $p > p_2$ належить припускати $\varepsilon_{BG} = 0$. За експериментальними даними Н. Г. Зубкової чисельне значення показника політропи $n_n = 1,33$.

В загальному випадку фактична швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару a_{ϕ} залежить від значення газовмісту φ і абсолютного тиску в трубопроводі, тому змінюється за довжиною трубопроводу і в часі. Отже, при розрахунках гідравлічного удару в газорідинних потоках використання рівномірної сітки інтегрування по довжині трубопроводу і часу потребує інтерполяції значень вихідних величин на попередньому кроці розрахунків [22; 91; 325; 363; 560].

Якщо місцевий тиск зменшується до тиску насиченої пари p_n , то рідина закипає [560]. В середині рідини з'являються бульба-

шки пари і подальше зменшення місцевого тиску стає неможливим. При швидкому зменшенні тиску до p_n в верхній частині труби утворюється порожнина, яка заповнена сумішшю пари і газу. Це явище називається розривом стовпа (колони) води, або розривом суцільності потоку. При змиканні водяних колон, які перед тим розійшлися і почали сходитися, виникають великі нестационарні сплески тиску з крутим фронтом хвилі.

Експериментальні і теоретичні дослідження гідравлічних ударів з розривом суцільності потоку проводили; А. М. Мостовський [333], Л. Ф. Мошнін [337], Д. Н. Смірнов, Л. Б. Зубов [476; 487; 491], В. І. Блохін [36, 37, 41], В. Я. Гончаренко [145-148], Н. І. Колотіло [270-273], Н. Г. Зубкова [217-222], Л. Г. Герашенко [140-146], Болтцер [605], Уейлер, Стрітер, Ларсен [545], Сефуєт, Полдер [470] і ін. Історичний огляд існуючих методів розрахунку гідравлічного удару з розривом суцільності потоку наведений в статті Ц. С. Мартіна [308]. Проте, є ще багато нез'ясованих питань, які стосуються цього складного явища.

Наприклад, М. М. Андріяшев [12] наголошує, що з води з температурою 18°C при зростанні вакууму до 4,3 м вод. ст. розчинені гази починають виділятися у вигляді мікроскопічних бульбашок, при вакуумі 6...6,5 м вод. ст. вже спостерігаються бульбашки діаметром 1,2 мм. За даними лабораторних дослідів ВНІ-Іводгео, при зниженні тиску вакуум порівняльно швидко зростає до 4..5 м, а подальше зростання вакууму до 6...8 м іде повільно. М. М. Андріяшев рекомендує в розрахунках приймати початок утворення розривів суцільності потоку при вакуумі $H_{\text{вак}} = 8$ м. За експериментальними даними В. С. Дикаревського і А. Е. Татури [180] вакуум при розриві суцільності потоку доходить до 9,8 м. За результатами наших досліджень (розділ 6) максимальне значення вакууму при розриві суцільності потоку доходило до 9 м.

В теперішній час при моделюванні самого кавітаційного розриву рідко йдуть далі моделі, яку запропонував Л. Бержерон [35; 142; 297]:

- розрив суцільності потоку виникає в одному або декількох розрахункових вузлах, якщо тиск в них стане менше тиску пари рідини p_n при розрахунковій температурі;

- кавітаційні розриви виникають на границях розрахункових ділянок, рідина повністю заповнює поперечний переріз труби на ділянці між розрахунковими вузлами;
- при замиканні кавітаційної порожнини вся пара миттєво конденсується, а газ розчинюється.

Розглянемо методи розрахунків перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках, які враховують явище пружного гідравлічного удару.

Метод А. А. Сурина, М. М. Белявського і М. В. Позднєєва [401; 520-522] заснований на сумісному рішенні двох рівнянь: рівняння цепного ряду гідравлічного удару і рівняння обертової системи агрегату з використанням моментної діаграми. Метод не враховує спорожнення трубопроводу і можливий розрив суцільності потоку.

В методі ВНПВодгео, який розроблений Л. Ф. Мошніним [549], процес протікання гідравлічного удару, який викликається вимиканням електроживлення насосного агрегату, визначається взаємодією хвиль зміни тиску, які виникають у насоса і відбитих хвиль зміни тиску. Розрахунок проводиться з використанням характеристик насоса $Q - H$, які перераховані на різні числа обертів. Методика дозволяє визначати місця розривів суцільності потоку, вибирати протиударні заходи, враховувати спорожнення трубопроводу. При ручних розрахунках метод дуже трудомісткий. Сумісно з ВО СоюзводоканалНШпроект розроблена програма розрахунків за даним методом [422; 465].

Методи, розроблені К. П. Вишневським [59; 62-69; 463] придатні для використання ЕОМ. Ці методи дозволяють розраховувати процеси пуску і зупинки насосних агрегатів, які працюють як на однопровідному трубопроводі, так і закриту трубопровідну мережу. Останні варіанти програм розрахунків враховують характеристики зворотних клапанів, вміст нерозчиненого повітря в воді. В свій час були розроблені програми розрахунків для ЕОМ типу «Урал-2», БЕСМ-3М, БЕСМ-6, Минск-22 і типу ЕС. Програма «Драгун» може і тепер використовуватися в практиці проектування водогосподарських систем.

Графоаналітичний метод С. С. Руднєва [401] оснований на графічному рішенні рівнянь гідравлічного удару в вигляді

$$\Delta H = \frac{a}{gf} \Delta Q. \quad (1.72)$$

І рівняння обертання ротора насосного агрегату (1.4). Чотири квадрантні характеристики насоса представляються у координатах

$$\frac{q}{v}, \quad \frac{H}{v^2}, \quad \frac{M}{v^2} \quad \text{і} \quad \frac{v}{q}, \quad \frac{H}{q^2}, \quad \frac{M}{q^2}.$$

Метод не враховує спорожнення трубопроводу і є порівняльно трудомістким.

В графоаналітичному методі Д. Пармакяна [403; 635] побудова виконується на триквадрантній характеристиці насоса з сіткою кривих h і m з параметром v . Рівняння обертання ротора насосного агрегату представляється у вигляді

$$v_1 - v_2 = K_1^o (m_1 + m_2) \Delta t, \quad (1.73)$$

$$K_1^o = \frac{1800 Q_n H_n}{GD_{ap}^2 n_n^2 \eta_{гидр}} \quad (1.74)$$

і рівняння гідравлічного удару

$$\Delta H = \pm 2 \rho^o \Delta v, \quad (1.75)$$

де $2\rho^o$ – безрозмірна характеристика трубопроводу, яка визначається за виразом

$$2\rho^o = \frac{av_n}{gH_{сто}}. \quad (1.76)$$

Координати розрахункової точки на ударній лінії, яка побудована за рівнянням (1.75), повинні задовольняти рівність (1.73). Якщо останнє не задовільнюється, то розрахункову точку переміщують по ударній лінії. Метод Д. Пармакяна потребує побудови сітки характеристик, може враховувати гідравлічні втрати в трубопроводі. Метод не дає можливості враховувати спорожнення трубопроводу.

Метод Г. І. Мелконяна [309-315] розроблений для багатокільцевих мереж будь-якої конфігурації, які живляться відцентровими насосами, обладнані гасниками гідравлічного удару і вантажами різних типів. До мережі можуть бути підключені резервуари з постійним і змінним рівнем. Передбачається також, що в

мережі можливі розриви суцільності потоку. Динамічні процеси описуються системою рівнянь гідравлічного удару, які враховують квазістаціонарно втрати напору на тертя. Ця система рівнянь розв'язується методом характеристик в межах кожної гілки мережі з урахуванням граничних і початкових умов. Метод реалізований на ЕВМ БЕСМ-3 і БЕСМ-4.

Метод Б. Ф. Лямаєва [296; 297] розроблений на основі методу характеристик, враховує гідравлічні втрати напору, вплив газовмісту у воді і розриви суцільності потоку, але недостатньо придатний для врахування різних граничних умов при використанні протиударних пристроїв. Розрахунки проводять з використанням ЕОМ.

Метод Д. С. Беглярова [29-31] є одним з різновидів методу характеристик, розроблений для розрахунку перехідних процесів в трубопроводах насосних установок і закритих зрошувальних систем з урахуванням роботи різноманітних засобів зниження ударного тиску. Метод реалізується з використанням ЕОМ.

Метод Стрітера (V. L. Streeter) [639; 640] є класичним методом характеристик, застосовується для розрахунку на ЕОМ динамічних процесів в трубопровідних системах водоподачі при відсутності і наявності протиударних пристроїв.

Метод Д. А. Фокса [] є методом характеристик, дозволяє виконувати розрахунки на ЕОМ перехідних процесів в трубопровідних системах водоподачі при застосуванні різних протиударних пристроїв.

1.3. Способи боротьби з гідравлічним ударом в системах машинного водопідйому

В теперішній час вибір матеріалу і клас труб водоводів проводиться за умовами їх роботи в стаціонарних режимах без будь-яких запасів на підвищення тиску при перехідних процесах, які виникають в період пуску або зупинки насосів. Для зниження ударних тисків використовуються відповідні засоби захисту, вибір яких здійснюється за результатами розрахунків перехідних процесів.

В наявній технічній літературі [63; 422; 465; 539] приводяться рекомендації про область використання протиударних засо-

бів. Ці засоби захисту поділяються на дві групи: 1 – засоби, які попереджують утворення в водоводах великих швидкостей руху води в зворотному напрямі і 2 – заходи, які попереджують швидке зменшення цих швидкостей [465].

До першої групи відносяться водонапірні башти і колони, водоповітряні резервуари, клапани для впуску і защемлення повітря, а також зворотні клапани, які відсікають колони води вище місць утворення розривів суцільності потоку. До цієї групи відноситься застосування маховиків на валу насосного агрегату, які збільшують інерційність роторів і уповільнюють перехідний процес.

До другої групи відносять запобіжні клапани-гасники, протиударні клапани, розривні мембрани, скидання води через обвідні лінії зворотних клапанів і затворів, скидання води через насос (в тому числі і через загальмований насос) у зворотному напрямі.

Для попередження виникнення в водоводах вакууму понад допустимої межі використовуються різні пристрої: клапани для впуску і защемлення повітря, водонапірні башти і колони, резервуари для впуску води, водоповітряні резервуари.

Застосування ЕВМ дозволяє виконувати розрахунки для більшої кількості варіантів захисту напірних трубопроводів від гідравлічного удару і обрати раціональний.

Для попередження гідравлічних ударів, які виникають в насосних станціях закритих зрошувальних мереж (ЗОС) використовують зворотні клапани з регульованим закриттям [182; 188; 463].

Відновлення трубопроводів ЗОС після аварій потребує значних матеріальних затрат, простоювання обладнання в ремонтах приносить збитки сільськогосподарському виробництву, тому що порушуються агротехнічні строки поливу сільськогосподарських культур [174]. За даними різних авторів [87; 185; 556] від 50% до 80% аварій відбувається під дією гідравлічних ударів в закритих зрошувальних мережах. Для захисту магістральних трубопроводів ЗОС від гідравлічних ударів, які виникають при пусках і зупинках насосів, використовують водоповітряні резервуари (ВПР) об'ємом 6...10 м³, які необхідні також для автоматизації роботи насосних станцій (НС) [72; 98; 464]. Захист ЗОС від гідравлічних ударів, які виникають при пуску або зупинці дощувальних машин, передбачає використання регуляторів тис-

ку і гасників гідравлічних ударів (протиударних клапанів) [87; 174; 182; 185; 411; 463; 473]. За даними зарубіжної практики вартість протиударного захисту не перевищує 1% від загальної вартості робіт.

1.4. Особливості математичного моделювання перехідних процесів

За кількістю елементів і функціональних зв'язків системи машинного водопідйому відносяться до великих систем. Вивчення перехідних процесів в системах машинного водопідйому, як і в будь-яких реальних об'єктах, починається з їх математичного моделювання [391; 475; 479]. Перехід до відповідних моделей є відповідальним етапом застосування математичного апарата. В той же час до математичної моделі пред'являється ряд загальних вимог: достатня точність, помірна простота, стандартна форма.

Забезпечити достатню точність можливо шляхом врахування тільки суттєвих властивостей і зв'язків при ідеалізації реального процесу. Описуючи реальний об'єкт з достатньою точністю, математична модель повинна бути по можливості простою, тому що подальша робота зі складною моделлю утруднена. При використанні сучасних ЕВМ математичне моделювання настільки ж наочне, як і фізичний дослід. При цьому за відносно короткий термін часу можна одержати відомості про різні варіанти досліджуваних процесів.

Математичне моделювання вміщує наступні етапи: складання математичного опису процесу; створення алгоритму розрахунку моделюемого процесу, перевірка адекватності моделі процесу; використання моделі.

Перевірку адекватності (відповідності) математичної моделі досліджуваним процесам необхідно проводити з тої причини, що при складанні математичної моделі приймається ряд спрощуючих припущень. На цьому етапі встановлюється наскільки прийняті припущення правомірні, і тим самим визначається, чи прийнятна отримана модель для дослідження процесу. При необхідності математична модель корегується (ідентифікується). Для цього використовуються результати вимірювань на самому об'єкті або на його фізичній моделі.

Розроблені математичні моделі застосовуються в якості ін-

струменту прогнозування для вдосконалення систем водоподачі, які проектуються. При наявності декількох моделей можна ставити питання про ідентифікацію моделей, тобто про знаходження в заданому класі моделей найбільш адекватної.

Таким чином, теорія подібності і математичне моделювання дозволяють за сукупністю відомих фізичних закономірностей в сполученні зі строго логічним описом процесів шляхом реалізації математичних моделей отримати нову інформацію: тобто дозволяє виявити особливості функціонування систем і характер різних процесів.

Висновки

Аналіз розглянутих літературних джерел показує, що не зважаючи на багато чисельність наукових робіт, які присвячені перехідним динамічним процесам в трубопровідних системах, ряд питань, що поставлені практикою проектування і експлуатації водогосподарських систем, не знайшов свого вирішення. До таких питань можна віднести наступні:

а) недостатньо повно враховуються умови роботи водовипускних пристроїв при розрахунках перехідних процесів в насосних установках, не з'ясовано вплив запізнення в зриві вакууму в сифонних водовипусках;

б) відсутні методи обґрунтування застосування в якості водовипусків сифонів з точки зору сприятливого проходження перехідних процесів при пусках і зупинках насосів;

в) існуючі методи розрахунку пружного гідравлічного удару недостатньо точно враховують такі граничні умови як насосний агрегат зі зворотнім клапаном, водоповітряний резервуар, гасники гідравлічних ударів;

г) відсутні розробки конструкцій пристроїв на трубопровідній мережі таких як: стояки-гідранти з ВПР, засувки з регульованим закриттям, пристрої підпитки ВПР повітрям.

Уточнення методів розрахунку перехідних гідромеханічних процесів в системах машинної водоподачі, розробка нових конструкцій водовипускних споруд і пристроїв на трубопровідній мережі, проведення натурних досліджень перехідних процесів і гідродинамічних випробувань розроблених пристроїв для перевірки адекватності математичних моделей є актуальними в теперішній час.

2. ПЕРЕХІДНІ ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ ПРИ ПУСКАХ І ЗУПИНКАХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ

2.1. Оперативний метод визначення основних параметрів перехідних гідромеханічних процесів

Насосні станції, які обладнані осьовими і вертикальними відцентровими насосами, як правило, подають воду в короткі трубопроводи, що закінчуються сифонними водовипусками. З метою попередження виникнення гідравлічних ударів на напірних трубопроводах таких станцій зворотні затвори не встановлюються. При аварійній або звичайній зупинці насосів необхідно запобігти переливанню води через гребінь сифона з напірного басейна в аванкамеру насосної станції. Для цієї мети на сифонних водовипусках встановлюються клапани зриву вакууму. Існують гідромеханічні, електромеханічні і гідравлічні типи клапанів зриву вакууму. Коли електродвигун насоса вимикається і в напірному трубопроводі починається зворотна течія води, будь який з названих клапанів повинен випустити повітря в сифон и зірвати вакуум. Це призводить до розриву суцільності потоку в сифоні і запобігає зворотній течії води, тому що гребінь сифона знаходиться вище максимального рівня води в напірному басейні [416]. Вода, що залишилася в трубопроводі стікає через насос, обумовлюючи перехідний процес в насосній установці.

Раніш в роботах [100; 101; 405] був викладений метод розрахунку основних параметрів перехідних процесів насосних агрегатів, який дозволяє без використання ЕОМ визначати відносну максимальну швидкість зворотного обертання насосного агрегату v_{max} і максимальну зворотну витрату води через насос q_{max} при врахуванні спорожнення напірного водоводу. Метод застосовується для насосних установок з короткими водовозами постійного нахилу до горизонту з кутом α і при відсутності затримки зриву вакууму в сифонних водовипусках, тобто при $q_{зам} = 0$. Сутність методу полягає в наступному. За розмірами і характеристиками насосної установки визначаються сталі трубопроводу T_r і насосного агрегату T_a за формулами (1.13), (1.14). Знаходять

критерії подібності k, Γ, P, U , користуючись формулами (1.9) – (1.12) і визначають відносні початкові напори h_o, h_{cmo} .

Параметри перехідного процесу при спрацюванні клапана зриву вакууму в момент часу, який відповідає $q_{зам} = 0$, і наступним спорожненням напірного трубопроводу знаходять за емпіричними формулами

$$v_{\max} = -S \left[v_{np} + F(h_o - 1) \right] \sqrt{h_{cmo}}, \quad (2.1)$$

$$q_{\max} = \left[\left(\frac{q}{v} \right)_p + 0,1\Psi \right] v_{\max}. \quad (2.2)$$

Значення величин S і $\left(\frac{q}{v} \right)_p$ визначаються за таблицею 2.1 в

залежності від типорозміру осевого насоса, а величини v_{np} і F за графіками рис. 2.1 і 2.2, в залежності від критеріїв подібності $\Psi = U/\Gamma$ і k .

Таблиця 2.1

Коефіцієнти емпіричних залежностей для осевих насосів

Насос	θ , град	$\left(\frac{q}{v} \right)_p$	$\left(\frac{h}{v^2} \right)_p$	S
1	2	3	4	5
ОП 2	-0	0,940	0,345	1,0
	-6	0,970	0,325	1,0
	-3	0,960	0,318	1,0
	0	0,900	0,380	1,0
	+3	1,075	0,400	0,9
ОП 3	-4	0,900	0,300	1,0
	-2	0,940	0,300	1,0
	0	0,980	0,300	1,0
	+1,5	1,010	0,300	0,9
	+4	1,080	0,300	0,9
ОП 5	-6	0,835	0,300	1,0
	-3	0,875	0,290	1,0
	0	0,860	0,280	1,0
	+3	0,890	0,290	0,9
	+6	0,900	0,310	0,87

продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5
ОП 6	-9	0,940	0,340	1,0
	-6	0,980	0,310	
	-3	0,995	0,330	
	0	1,020	0,370	
	+3	1,002	0,300	
	+6	1,002	0,300	
ОП 7	-6	1,080	0,330	1,0
	-3	1,080	0,380	
	0	1,080	0,410	
	+3	1,090	0,360	
	+6	1,120	0,390	
ОП 10	-9	0,850	0,430	1,0
	-6	0,840	0,360	1,07
	-3	0,870	0,350	1,0
	0	0,850	0,370	1,0
ОП 11	-8	0,870	0,340	1,0
	-6	0,900	0,320	1,0
	-4	0,910	0,320	1,0
	-2	0,880	0,320	1,0
	0	0,875	0,310	1,07

Абсолютні значення максимальної кутової швидкості зворотного обертання ротора агрегату n_{max} і максимальної зворотної витрати води через насос Q_{max} в випадку спорожнення напірного трубопроводу визначаються за формулами

$$N_{max} = v_{max} n_n, \quad (2.3) \quad Q_{max} = q_{max} Q_n. \quad (2.4)$$

У випадку відмови клапана зриву вакууму спорожнення трубопроводу не виникає, насосний агрегат входить в розгінний турбінний режим роботи з параметрами v_p і q_p . Визначити ці параметри можна за наступними залежностями:

$$v_p = - \sqrt{\frac{h_{cmo}}{k \left(\frac{q}{v} \right)_p^2 + \left(\frac{h}{v^2} \right)_p}}, \quad (2.5)$$

$$q_p = v_p \left(\frac{q}{v} \right)_p. \quad (2.6)$$

Значення величин $(q/v)_p$ і $(h/v^2)_p$ визначаються з табл. 2.1.

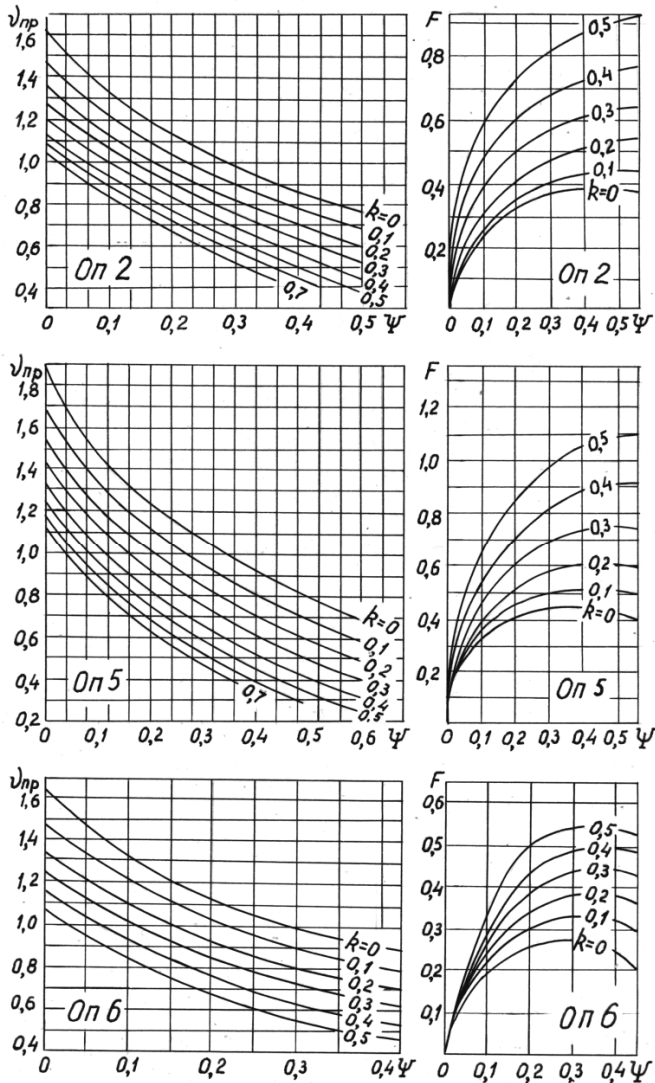


Рис. 2.1. Графіки залежностей $v_{np}=f(\Psi, k)$; $F=f(\Psi, k)$ для насосів ОП 2, ОП 3, ОП 6

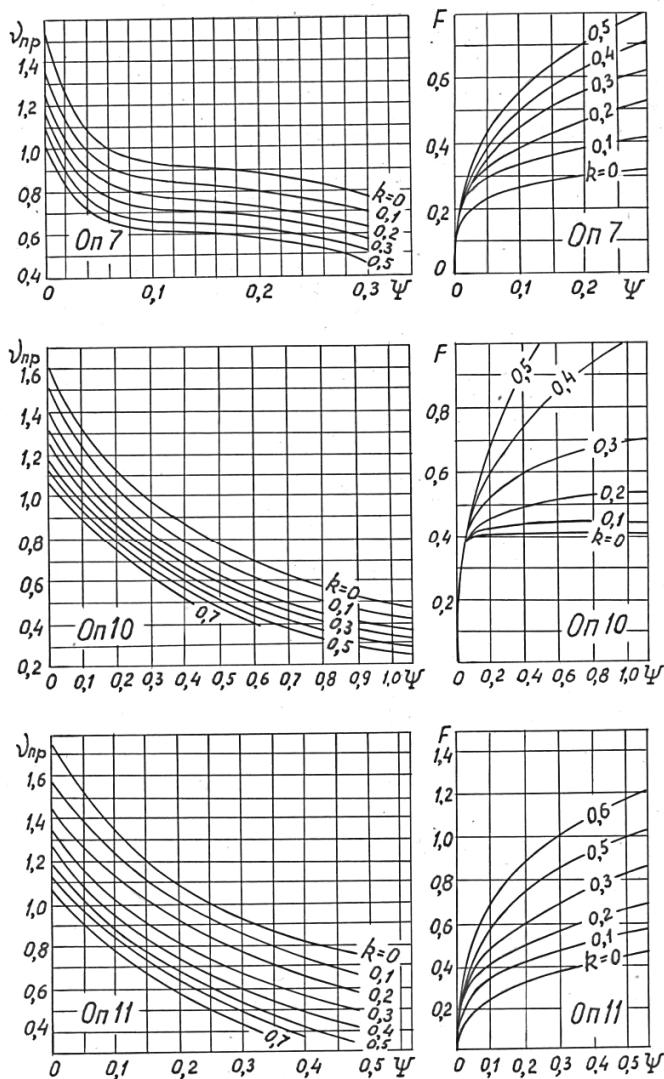


Рис. 2.2. Графіки залежностей $v_{np}=f(\psi, k)$; $F=f(\psi, k)$ для насосів ОП 7, ОП 10, ОП 11

Формули (2.5) і (2.6) можна використати і у випадку розгону вертикальних відцентрових насосів, визначивши значення $(q/v)_p$

і $(h/v^2)_p$ з таблиці 2.2 в залежності від значення коефіцієнта швидкохідності насоса n_s

Таблиця 2.2

Коефіцієнти емпіричних залежностей для
відцентрових насосів

n_s , об/хв	$(m/v^2)_p$	$(q/v)_p$	$(h/v^2)_p$
110	0	0,45	0,74
120	0	0,50	0,80
140	0	0,50	0,68
170	0	0,75	0,60

Орієнтовне значення відносного періоду спорожнення напірного трубопроводу $\tau_{спор}$, який має постійний кут нахилу до горизонту, можна знайти з графіків рис. 2,3 в залежності від значення величини $\frac{1}{\sqrt{U}}$.

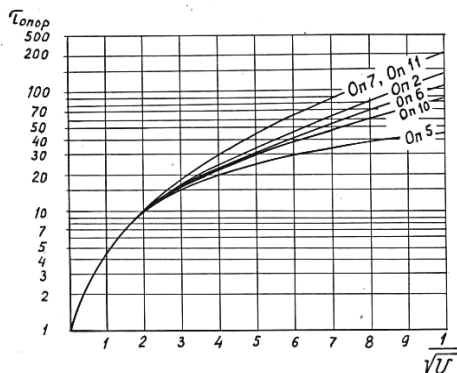


Рис. 2.3. Графіки залежності $\tau_{спор} = f\left(\frac{1}{\sqrt{U}}\right)$ для різних
осьових насосів

Таким чином, отримані графічні і аналітичні залежності дозволяють знаходити розрахункові значення основних параметрів перехідного процесу, не застосовуючи математичне моделювання на ЕОМ. Методика дозволяє оцінювати вплив спорожнення трубопроводу на параметри перехідного процесу.

Щоб запобігти переливу води з напірного басейна через сифон і насос в бік водозабору необхідно забезпечити таку пропускну здатність клапанів зриву вакууму, яка перевищувала б значення зворотної витрати води через насос Q_{max} при розрахунковому вакуумі в сифоні, який дорівнює перевищенню гребеня сифона над максимальним рівнем води в напірному басейні.

Розглянута методика застосовується до насосних установок, які мають напірний трубопровід довжиною до 500 м. Кут нахилу трубопроводу до горизонту повинен бути постійним на тій ділянці, де відбувається спорожнення трубопроводу. Похибка розрахунків не перевищує $\pm 10\%$ від параметрів роботи насоса в оптимальному режимі n_n і Q_n .

Необхідно наголосити, що методика оперативного визначення параметрів v_{max} і q_{max} застосовується для перехідних процесів при відсутності затримки в спрацюванні клапан зриву вакууму, тобто при $q_{zan} = 0$.

2.2. Вплив затримання зриву вакууму в сифонному водовипуску на перехідні процеси в насосній установці

Гідравлічний клапан зриву вакууму в сифоні водовипуску рахується досить надійним, тому що не вміщує рухомих частин. Проте, цей клапан має суттєвий недолік, який полягає в тому, що на відміну від гідромеханічних або електричних клапанів, які спрацьовують при незначних зворотних витратах, гідравлічний клапан зриває вакуум тоді, коли витрата води в трубопроводі досягає значної величини. Таке затримання гідравлічного клапана призводить до збільшення максимальної швидкості зворотного обертання ротора агрегату при перехідних процесах, що може викликати аварію. Для забезпечення надійної роботи обладнання насосної станції важливо при проектуванні враховувати вплив затримання зриву вакууму в сифоні на перехідний процес [404].

Позначимо час запізнення в спрацюванні клапана зриву вакууму t_{zan} або у відносних величинах $\tau_{zan} = t_{zan}/T_r$. Під величиною t_{zan} розуміють проміжок часу від моменту появи зворотної течії води до моменту розриву суцільності потоку в сифонному водовипуску. Якщо час t_{zan} опиниться великим, то насос при перехі-

дному процесі встигне увійти у розгінний турбінний режим роботи з параметрами $n_p = \nu_p n_n$ і $Q_p = q_p Q_n$. Час, на протязі якого насосний агрегат входить у розгін, позначимо t_{nn} , або у відносних величинах $\tau_{nn} = t_{nn}/T_r$, рис. 2.4.

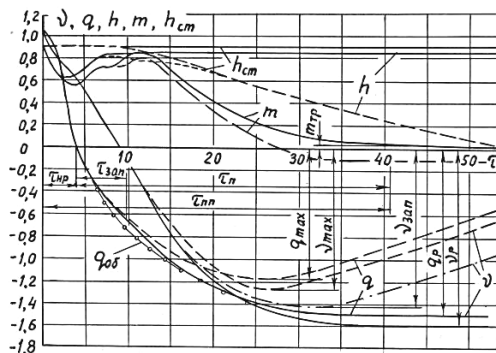


Рис. 2.4. Графіки перехідного процесу насоса ОП2-87

— $h_{cm} = \text{const}$ при $\tau_{зан} > \tau_{nn}$; - - - $\tau_{зан} = 0$; - · - · $\tau_{зан} = 7$;
 °-----°-----°-----° за формулою (2.12)

Величина t_{nn} дорівнює проміжку часу від початку перехідного процесу до моменту часу, коли надлишковий крутячий момент на валу насоса досягає значення $0,01M_n$.

Час протікання насосного режиму t_{np} або у відносних величинах $\tau_{np} = t_{np}/T_r$. Насосний режим спостерігається з початку перехідного процесу до моменту зміни напрямку руху води в напірному трубопроводі.

Значення $\tau_{зан}$, що якимсь чином впливає на перехідний процес, повинно бути менше різниці $\tau_{nn} - \tau_{np}$. Назвемо цю різницю граничним значенням часу затримання зриву вакууму в сифоні τ_n , тоді

$$\tau_n = \tau_{nn} - \tau_{np}. \quad (2.7)$$

Відносну швидкість зворотного обертання ротора насосного агрегату при спорожненні трубопроводу і врахуванні затримання зриву вакууму в сифоні позначимо $\nu_{зан}$.

Таким чином, якщо $0 \leq \tau_{зан} < \tau_n$, то $\nu_{max} \leq \nu_{зан} < \nu_p$. Отже, існує залежність наступного виду $\nu_{зан} = f(\nu_p, \nu_{max}, \tau_n, \tau_{nn})$.

На основі аналізу і узагальнення матеріалів математичного моделювання перехідних процесів в насосних установках з різними осьовими насосами пропонуються формули для визначення τ_{np} і τ_{nn} , а також залежність для $v_{зан}$ розкривається наступним чином:

якщо $0 \leq \tau_{зан} < 0,5 \tau_n$, то

$$v_{зан} = v_{\max} + 1,5 \left(v_p - v_{\max} \right) \frac{\tau_{зан}}{\tau_n}, \quad (2.8)$$

якщо $0,5 \tau_n \leq \tau_{зан} < \tau_n$, то

$$v_{зан} = v_{\max} + \left(v_p - v_{\max} \right) \left[0,25 + \frac{\tau_{зан}}{\tau_n} - \left(\frac{\tau_{зан}}{\tau_n} - 0,5 \right)^2 \right]. \quad (2.9)$$

Формули для визначення τ_{np} і τ_{nn} мають такий вигляд

$$\tau_{np} = \left(1 + k + \frac{0,563 + 0,875k}{\Gamma} \right) \left[1 - \frac{(1,3 + \sqrt{2k})(h_o - 1)}{h_o} \right], \quad (2.10)$$

$$\tau_{nn} = \frac{10}{(0,3 + 0,7h_o) \sqrt{\Gamma} \sqrt{\Gamma}}. \quad (2.11)$$

В залежностях (2.8) і (2.9) невизначеною величиною є $\tau_{зан}$. Для знаходження максимального значення цієї величини розглянемо процес зриву вакууму гідравлічним клапаном. Припускаємо, що в момент зміни напрямку руху води в сифоні рівень води в стакані дорівнює рівню води в напірному басейні, причому максимальною величина $\tau_{зан}$ буде тоді, коли рівень води в напірному басейні при перехідному процесі займає максимальне положення. Крім того, припускаємо, що площа поперечного перерізу повітряної трубки прийнята такою, при якій зрив вакууму в сифоні настає в момент пониження рівня води в стакані гідравлічного клапана нижче торця повітряної трубки на величину δ , причому $\delta = 0,5d_{от}$. Таким чином, будемо вважати максимальний час спрацювання клапана зриву вакууму таким, що дорівнює часу випорожнення стакана на величину $\Delta H_{об}$, яка зазвичай визначається при розрахунку гідравлічного клапана зриву вакууму. Отже, час спорожнення стакана залежить від графіка зрос-

тання зворотної витрати води в сифоні $Q_{об}$ або у відносних величинах $q_{об} = Q_{об}/Q_n$.

Аналіз результатів математичного моделювання перехідних процесів в установках з осьовими насосами дозволяє запропонувати для апроксимації цього графіка наступну залежність

$$q_{об} = \frac{q_p}{\sqrt{0,65\tau_n}} \sqrt{\tau_{он}}, \quad (2.12)$$

де $\tau_{он}$ – відносний час спорожнення стакана. Величина зв'язана з часом протікання перехідного процесу τ_i залежністю

$$\tau_{он} = \tau_i - \tau_{пр}. \quad (2.13)$$

Результати, що отримані за формулою (2.12), задовільно узгоджуються з графіком перехідного процесу на ділянці $0 < \tau_{он} \leq \tau_n$, $0 < \tau_{он} \leq \tau_n$, рис. 2.4.

Якщо зрив вакууму в сифоні повинен відбутися в кінці випорожнення стакана, коли зворотна витрата досягає величини $Q_{зан} = Q_{кл}$, час випорожнення стакана можна визначати з залежності (2.12), прийняв $q_{об} = q_{кл} = Q_{кл}/Q_n$ і $\tau_{он} = \tau_{зан}$:

$$\tau_{зан} = 0,65(q_{кл}/q_p)^2 \tau_n. \quad (2.14)$$

Приклад розрахунку

Визначити основні параметри перехідного процесу в насосній установці в наступних умовах.

Осевий насос ОП 2-87 при розвороті лопатей робочого колеса $\theta = -6^\circ$ подає воду в трубопровід діаметром $d_{пр} = 1,4$ м і довжиною $L = 40$ м. Площа поперечного перерізу трубопроводу $f_{пр} = 1,538$ м². Синус кута нахилу трубопроводу до горизонту $\sin \alpha = 0,276$. Втрати напору при прямій течії води з витратою $Q_n = 2,48$ м³/с складають $H_{wn} = 0,187$ м і при зворотній течії після зриву вакууму в сифоні $H_{wn} = 0,08$ м. Геодезичний (статичний) напір $H_{ст} = 11$ м. Крутячий момент, який витрачається на подолання тертя в сальниках і підшипниках насоса $M_{пр} = 0,02M_n$. Колювання рівня в напірному басейні $\Delta H = 0,35$ м.

Базисні величини: кутова частота обертання ротора насосно-агрегату $\omega_n = 9,75$ с⁻¹; напір насоса $H_n = 12,15$ м; крутячий момент на валу насоса $M_n = 5600$ Н·м.

Початкові умови у відносних величинах: $v_o = 1$; $q_o = 1$; $h_o = 0,92$; $m_o = 0,94$; $l_o = 3,29$; $h_{cmo} = 0,905$.

Параметри сифонного водовипуску: діаметр горловини сифона $d_r = 1,2$ м; площа поперечного перерізу горловини сифона $f_r = 1,131$ м²; розрахункова зворотна витрата води в сифоні $Q_u = -2,49$ м³/с; Розрахункове зниження рівня води в стакані гідравлічного клапана зриву вакууму $\Delta H_{об} = 0,44$ м; діаметр повітряної трубки гідравлічного клапана $d_{nm} = 0,25$ м; діаметр стакана $d_{cm} = 0,4$ м. Масова маса агрегату $GD_{aep}^2 = 1,21$ тм², тоді момент інерції агрегату $J = 30,8$ кГм².

Розв'язання

Для даних параметрів насосної установки у відповідності з [101; 377] і залежностями (1.9)-(1.14) визначаємо чисельні значення постійних часу і критеріїв подібності:

$T_r = 0,549$ с; $T_a = 3,3$ с; $\Gamma = 0,165$; $k_{np} = 0,1054$; $k_{об} = 0,0065$; $P = 0,0735$; $U = 0,0199$; $\Psi = 0,121$.

Знайдемо параметри перехідного процесу при розгінному турбінному режимі роботи насоса. За табл. 2.1 для даної марки насоса ОП 2-87 і розвороту лопатей $\theta = -6^\circ$

$(q/v)_p = 0,97$; $(h/v^2)_p = 0,325$; $S = 1$.

За формулами (2.5) і (2,6)

$$v_p = -\sqrt{\frac{h_{cm}}{k_{об}(q/v)_p^2 + (h/v^2)_p}} = -\sqrt{\frac{11/12,15}{0,0065 \cdot 0,97^2 + 0,325}} = -1,65.$$

$$q_p = v_p \left(\frac{q}{v} \right)_p = -1,65 \cdot 0,97 = -1,6.$$

В абсолютних величинах

$$n_p = v_p \cdot n_n = -1,65 \cdot 9,375 = -16,06 \text{ с}^{-1};$$

$$Q_p = q_p \cdot Q_u = -1,6 \cdot 2,49 = -3,98 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При спрацюванні клапана зриву вакууму без запізнення, тобто при $\tau_{зан} = 0$, за формулами (2.1) і (2.2) знаходимо v_{max} і q_{max} , попередньо визначивши за графіками рис. 2.1, що $v_{np} = 1,29$ і $F = 0,23$

$$v_{max} = -S \left[v_{np} + F(h_o - 1) \right] \sqrt{h_{cmo}} =$$

$$=-1,0[1,29+0,23(0,92-1)] \sqrt{0,905} = -1,26;$$

$$q_{\max} = \left[(q/\nu)_p + 0,1\Psi \right] \nu_{\max} = (0,97+0,1 \cdot 0,121)(-1,26) = -1,22.$$

$$\text{Тоді } n_{\max} = \nu_{\max} \cdot n_n = -1,26 \cdot 9,75 = -12,29 \text{ с}^{-1};$$

$$Q_{\max} = q_{\max} \cdot Q_n = -1,22 \cdot 2,49 = -3,04 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Визначаємо тривалість насосного режиму роботі за формулою (2.10)

$$\tau_{np} = \left(1 + k + \frac{0,563 + 0,875k}{\Gamma} \right) \left[1 - \frac{(1,3 + \sqrt{2k})(h_o - 1)}{h_o} \right];$$

$$\tau_{np} = \left(1 + 0,0154 + \frac{0,563 + 0,875 \cdot 0,0154}{0,165} \right) x$$

$$x \left[1 - \frac{(1,3 + \sqrt{2 \cdot 0,0154})(0,92 - 1)}{0,92} \right] = 4,5;$$

$$\text{В абсолютних величинах } t_{np} = \tau_{np} T_r = 4,5 \cdot 0,545 = 2,45 \text{ с}.$$

Визначаємо тривалість перехідного процесу за формулою (2.11)

$$\tau_{nn} = \frac{10}{(0,3 + 0,7h_o) \sqrt{\Gamma} \sqrt{\Gamma}};$$

$$\tau_{nn} = \frac{10}{(0,3 + 0,7 \cdot 0,92) \sqrt{0,165} \sqrt{0,165}} = 40,5.$$

$$\text{Тоді } t_{nn} = \tau_{nn} \cdot T_r = 40,5 \cdot 0,545 = 22 \text{ с}.$$

Визначаємо час запізнення зриву вакууму в сифоні за формулою (2.14) при $q_{\kappa n} = Q_{\kappa n}/Q_n = 1$.

$$\tau_{zan} = 0,65(q_{\kappa n}/q_p)^2 \tau_n;$$

$$\tau_{zan} = 0,65[(-1)/(-1,6)]^2 (40,5 - 4,5) = 9,1.$$

$$\text{В абсолютних величинах } t_{zan} = \tau_{zan} \cdot T_r = 9,1 \cdot 0,545 = 4,95 \text{ с}.$$

Знаходимо значення величини ν_{zan} за формулою (2.8)

$$\nu_{zan} = \nu_{\max} + 1,5(\nu_p - \nu_{\max}) \frac{\tau_{zan}}{\tau_n};$$

$$v_{зан} = -1,26 + 1,5(-1,65 - (-1,26)) \frac{9,1}{36} = -1,407.$$

Тут враховано, що $\tau_n = \tau_{nn} - \tau_{np} = 40,5 - 4,5 = 36$.

Збільшення швидкості зворотного обертання ротора насосно-го агрегату за рахунок запізнення зриву вакууму в сифоні в даному прикладі становить 11,7%. В абсолютних величинах $n_{зан} = v_{зан} n_n = (-1,407) \cdot 9,75 = -13,7 \text{ с}^{-1}$.

Якщо таке значення $n_{зан}$ допустимо для електродвигуна насоса, то прийняті розміри насосної установки забезпечують надійність роботи її обладнання. В іншому випадку необхідно встановлювати інші типи клапанів зриву вакууму.

При проектуванні клапана зриву вакууму можна визначати допустиме коливання рівня води в напірному басейні і вирішувати питання про доцільність використання гідравлічного клапана. Припускаючи в залежності (2.8) $v_{зан} = v_{дон}$ і $\tau_{зан} = \tau_{зан}^{дон}$ отримаємо

$$\tau_{зан}^{дон} = \frac{(v_{дон} - v_{max}) \tau_n}{1,5(v_p - v_{max})}. \quad (2.15)$$

Формула (2.15) правдива, якщо дотримуються умови

$$\tau_{зан}^{дон} \leq 0,5 \tau_n; \quad v_{дон} > v_{max}. \quad (2.16)$$

З формули (2.14) визначаємо потрібну величину $q_{кл}$

$$q_{кл} = q_p \sqrt{\frac{\tau_{зан}^{дон}}{0,65 \tau_n}}. \quad (2.17)$$

Знаючи значення величини $q_{кл}$, достатньо легко встановити відповідне допустиме коливання рівня води в напірному басейні $\Delta H_{об}$.

Для розглядуваного випадку при $v_{дон} = 1,3$ за формулою (2.15) знаходимо $\tau_{зан}^{дон} = 2,46$ і за формулою (2.17) $q_{кл} = 0,522$. Тоді $Q_{кл} = q_{кл} Q_n = 0,522 \cdot 2,49 = 1,3 \text{ м}^3/\text{с}$. Швидкість в горловині сифона повинна бути не більше $v = Q_{кл}/f_\Gamma = 1,3/1,131 = 1,15 \text{ м/с}$, чому відповідає $\Delta H_{об} = 0,112 \text{ м}$.

Таким чином, для розглянутого прикладу допустимі коливання рівня в напірному басейні дуже малі і гідравлічний клапан зриву вакууму в сифоні приймати недоцільно.

Викладене вище дозволяє зробити наступні висновки;

1. Час запізнення зриву вакууму в сифонних водовипусках визначається параметрами насосної установки і величиною зворотної витрати води, яка проходить через сифон в момент зриву вакууму.
2. Розроблена методика розрахунку дозволяє виконувати кількісну оцінку впливу запізнення зриву вакууму в сифонах на величину максимальної швидкості зворотного обертання ротора насосного агрегату.
3. Доцільність застосування гідравлічних клапанів зриву вакууму визначається допустимою величиною коливання рівня води в напірному басейні, яка залежить від допустимої швидкості зворотного обертання електродвигуна насоса.

2.3. Вплив профілю напірного трубопроводу на перехідні гідромеханічні процеси в насосній установці

За проханням відділу насосних станцій інституту Укргіпродгосп були виконані розрахунки на ЕВМ перехідних процесів насосів ОП 3-87, які встановлені на насосній станції №1, що подає воду з головного Каховського магістрального каналу в міжгосподарський розподільчий канал Р-1. Профіль напірного трубопроводу, який має вид ламаної лінії, показаний на рис. 2.6. Розрахунки виконувались з метою отримання даних про тривалість перехідних процесів, значення максимальної швидкості і тривалості зворотного обертання роторів агрегатів при вимиканні електродвигунів.

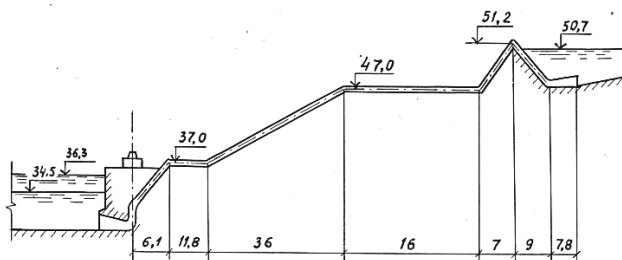


Рис. 2.5. Профіль напірного трубопроводу насосної станції №1 з насосами ОП 3-87

На рис. 2.6 показаний графік перехідного процесу, який

отриманий в результаті розрахунків за наступними вихідними даними:

$L = 125,3 \text{ м}; d_{mp} = 1,4 \text{ м}; H_{cm} = 16,2 \text{ м}; GD_{acr}^2 = 1115 \text{ кгм}^2;$

$\theta = -2^\circ; n_n = 730 \text{ об/хв.}; Q_n = 3,1 \text{ м}^3/\text{с}; H_n = 19,3 \text{ м};$

$M_n = 907,8 \text{ кгм}; T_r = 1,335 \text{ с}; T_a = 2,47 \text{ с}; \Gamma = 2,47;$

$P = 0,139; k = 0,0513.$

$v_o = 1; q_o = 1; h_o = 0,935; m_o = 0,97; h_{cmo} = 0,84;$

$\Delta\tau = 0,05; q_{zan} = 0; n_{don} = 1,3n_n.$

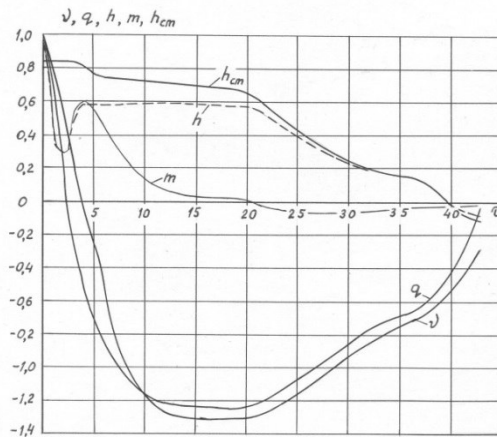


Рис. 2.6. Графіки перехідного процесу в насосній установці НС № 1 з насосами ОП 3-87

Як показують результати розрахунків максимальна швидкість зворотного обертання ротора насоса $v_{max} = -1,34$ або $n_{max} = -980 \text{ об/хв.}$; тривалість перехідного процесу від початку до $q = 0$ становить $\tau = 43$ або $t = 87 \text{ с.}$

При відмові клапана зриву вакууму і постійному статичному напорі $h_{cm} = 0,84$ розгінна швидкість зворотного обертання може досягати значення $v_p = -1,72$; тобто $n_{max} = -1250 \text{ об/хв.}$, що значно більше допустимої для електродвигуна.

Якісний аналіз графіків перехідного процесу, рис. 2.6, показує, що спорожнення напірного трубопроводу в межах верхньої горизонтальної ділянки відбувається повільно і насос встигає вийти у розгінний режим роботи з обертами, які відповідають

середньому статичному напору на цій ділянці $H_{cmI} = 12,4$ м або $h_{cmI} = H_{cmI} / H_n = 12,4 / 19,3 = 0,642$.

Визначимо розгінну швидкість зворотного обертання для цих умов за формулою (2.5), якщо з таблиці 2.1 $(q/v)_p = 0,94$ і $(h/v^2)_p = 0,3$:

$$v_{p1} = - \sqrt{\frac{h_{cmI}}{k \left(\frac{q}{v} \right)_p^2 + \left(\frac{h}{v^2} \right)_p}} = - \sqrt{\frac{0,642}{0,0513 \cdot 0,94^2 + 0,3}} = -1,36.$$

Цей результат добре узгоджується зданими математичного моделювання перехідного процесу на ЕВМ.

Таким чином, профіль напірного трубопроводу суттєво впливає на перехідні гідромеханічні процеси. Наявність горизонтальних ділянок або близьких до них в верхній частині напірного трубопроводу негативно впливає на протіканні перехідних процесів. Затримуючи спорожнення трубопроводу, такі ділянки призводять до зростання зворотних швидкостей обертання роторів насосних агрегатів. При проектуванні напірних трубопроводів насосних станцій необхідно наближатися до того, щоб ділянки трубопроводу, які примикають до сифона, мали максимальний кут нахилу до горизонту.

За завданням інституту Молдгіпродгосп в порядку надання йому технічної допомоги були проведені розрахунки перехідних гідромеханічних процесів для насосної станції № 2 зрошення з оз. Ялпуг, на якій вперше передбачалося встановити крупні вертикальні осьові насоси ОП 10-145 Е зі швидкістю обертання $n_n = 365$ об/хв. І діаметром робочого колеса 145 см [364]. Метою досліджень було отримання практичних рекомендацій в боротьбі з гідравлічним ударом шляхом скидання води через насос, який обертається. Суттєвим елементом новизни в роботі була ув'язка профілю напірного трубопроводу з основними параметрами перехідного процесу, а також обґрунтування конструкції клапана зриву вакууму в сифоні в залежності від допустимого часу затримання в зриві вакууму.

Напірний трубопровід насосної установки має діаметр $d_{mp} = 2$ м довжину $L = 106$ м. Профіль напірного трубопроводу показано на рис. 2.7.

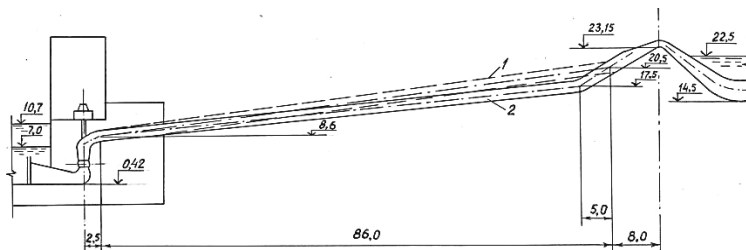


Рис. 2.7. Профіль напірного трубопроводу насосної станції
№ 2 зрошення з оз. Ялпуг

Ухил трубопроводу до горизонту з відмітки 28,15 до відмітки 20,15 становить $\alpha = 29,5^\circ$ і $\sin \alpha = 0,493$. Починаючи з відмітки 20,15 і нижче $\alpha = 15^\circ$ і $\sin \alpha = 0,25$. Статичний напір $H_{cm} = 17,5$ м. Електродвигун насоса ВЛСН-17-59-16КУЧ з напругою $U = 6$ кВ, потужністю $N = 2500$ кВт, синхронна швидкість обертання $n_n = 375$ об/хв. Махові маси електродвигуна становлять $GD_{agr}^2 = 11600$ кгм². Допустима частота обертання ротора електродвигуна $n_{дон} = 1,3n_n$.

Розрахунки основних параметрів за оперативною методикою показали, що при $\theta = -6^\circ$ і $\theta = -9^\circ$ і $\sin \alpha = 0,25$ зворотна швидкість обертання становить відповідно $v_{max} = -1,55$ і $v_{max} = -1,59$, тобто перевищує допустиме значення.

При $\sin \alpha = 0,493$ – відповідно $v_{max} = -1,06$ і $v_{max} = -0,97$. Але увесь трубопровід неможливо виконати з таким ухилом. В зв'язку з цим виникає питання – яка довжина кінцевої ділянки напірного трубопроводу з $\sin \alpha = 0,493$ може забезпечити нормальні умови експлуатації насосних агрегатів? Або іншими словами, яке перевищення кінцевої ділянки трубопроводу ΔH_{cm} з кутом $\alpha = 29,5^\circ$; після спорожнення якої частота зворотного обертання не буде зростати.

Визначимо до якого статичного напору H_{cm1} частота зворотного обертання ротора насосного агрегату буде допустимою. Приймаючи $v_p = v_{дон} = -1,3$; Використовуючи формулу (2.5) при при $(q/v)_p = 0,84$ і $(h/v^2)_p = 0,36$ для $\theta = -6^\circ$ у відповідності з таблицею 2.1 і $k = 0.0925$, отримаємо

$$h_{cm1} = v_p^2 \left[k \left(\frac{q}{v} \right)_p^2 + \left(\frac{h}{v^2} \right)_p \right] = (-1,3)^2 (0,0925 \cdot 0,84^2 + 0,36) = 0,718.$$

Для заданого розвороту лопатей $\theta = -6^\circ$ базові параметри насосів наступні $H_n = 15,6$ м; $Q_n = 8,3$ м; $M_n = 3972$ кГм. Тоді $H_{cm1} = h_{cm1} \cdot H_n = 0,718 \cdot 15,6 = 11,3$ м. Шукана величина

$$\Delta H_{cm1} = H_{cm} - H_{cm1} = 17,5 - 11,3 = 6,2 \approx 6,0 \text{ м.}$$

Таким чином, якщо первинний профіль напірного трубопроводу на кінцевій ділянці мав $\Delta H_{cm} = 3$ м, то виходячи з надійності роботи гідромеханічного обладнання при перехідних процесах і своєчасному зриві вакууму належить цю ділянку виконувати з перевищенням $\Delta H_{cm1} = 6$ м і зберігати кут його нахилу до горизонту $\alpha = 29,5^\circ$. В такому випадку точка зламу осі трубопроводу понижуються з відмітки 20,15 до відмітки 17,5.

Результати математичного моделювання на ЕОМ за методикою, що викладена в розділі 1.2 показали, що для первинного профілю напірного трубопроводу при $\theta = -6^\circ$ і $\tau_{zan} = 0$ маємо $v_{max} = -1,3$, а для пропонованого профілю $v_{max} = -1,2$. Графіки перехідного процесу для останнього випадку показані на рис. 2.8.

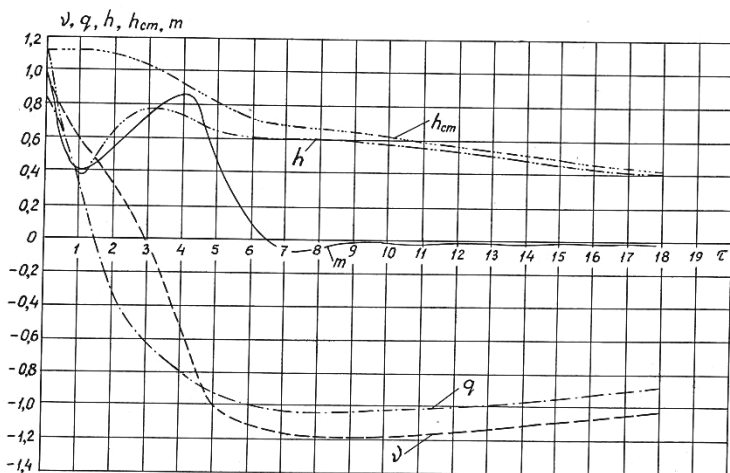


Рис. 2.8. Графіки перехідного процесу в насосній установці з насосами ОП 10-145Е

Таким чином, зміна профілю трубопроводу дозволить отримати деякий запас в спрацюванні клапана зриву вакууму і використати його при добиранні конструкції клапана.

Тривалість зворотних обертів ротору насоса, які перевищують номінальне значення, в відповідності з рис. 2.8 складає

$t_{пер} = \tau_{пер} \cdot T_r = 15 \cdot 1,72 = 26 \text{ с}$, що значно менше допустимого значення, який дорівнює 5 хвилинам [347]. Напір насоса при перехідних процесах не перевищує робочого значення.

За методикою (404) для розглянутих умов визначалося значення допустимого затримання зриву вакууму в сифоні: при $v_{доп} = -1,3$ і $v_{max} = -1,2$; тоді $\tau_{зан}^{доп} = 1,834$, тобто

$$t_{зан}^{доп} = \tau_{зан}^{доп} \cdot T_r = 1,834 \cdot 1,72 = 3,16 \text{ с.}$$

Отже, з моменту зміни напрямку течії води через трубопровід до моменту розриву суцільності потоку в сифоні повинно пройти не більше 3,6 секунди.

Клапани зриву вакууму гідравлічного типу характеризуються значним затриманням зриву вакууму. За даними натурних досліджень [97; 364] зрив вакууму відбувається тільки після проходження 15 секунд з моменту потрапляння повітря в повітряну трубу, тому в подібних умовах такий клапан зриву вакууму непридатний.

Можливим варіантом може бути застосування електромеханічного клапана мембранного типу, який запропоновано Настенко Н. Н., Палішкіним Н. А., Івженко Ю. С. [416].

2.4. Перехідні гідромеханічні процеси в сифонному водовипуску з електромеханічним клапаном зриву вакууму

Схема електромеханічного клапана зриву вакууму приведена на рис. 2.9, а схема сифонного водовипуску насосної станції № 2 зрошення з оз. Ялпуг – на рис. 2.10.

Електромеханічний клапан працює наступним чином [97]. При вмиканні насоса в роботу на котушку електромагнітного вентиля 10 поступає струм і клапан перекриває отвір, що з'єднує надмембранну камеру з сифоном. Повітря з напірного трубопроводу витісняється водою і під дією підвищеного тиску

повітря мембрана 5 піднімається вверх і випускає повітря з трубопроводу. Після заповнення сифону він починає працювати як водозлив, тиск повітря падає, мембрана 5 притискається до патрубку 1 і сифон починає заряджатися.

При вимиканні насоса в котушці вентиля 10 зникає струм і вентиль сполучає надмембранну камеру з сифоном, при цьому в надмембранній камері утворюється такий же вакуум як і в сифоні. За рахунок того, що ефективна площа мембрани з боку надмембранної камери значно більше площі патрубка 1, мембрана піднімається і відкриває доступ атмосферного повітря в порожнину сифона. Вакуум в сифоні зривається і тим самим від'єднується напірний трубопровід від басейна.

Наведені конструктивні особливості електромеханічного клапана зриву вакууму викликають необхідність математичного моделювання з метою перевірки його швидкодії і стійкості зриву вакууму в процесі спорожнення напірного трубопроводу.

Цілком можливо, що в певних умовах після першого зриву вакууму в сифоні спорожнення напірного трубопроводу призведе до повторного зниження тиску в горловині сифона, яке знову ж викличе підйом мембрани і наступний зрив вакууму, тобто можливий процес автоколивань мембрани.

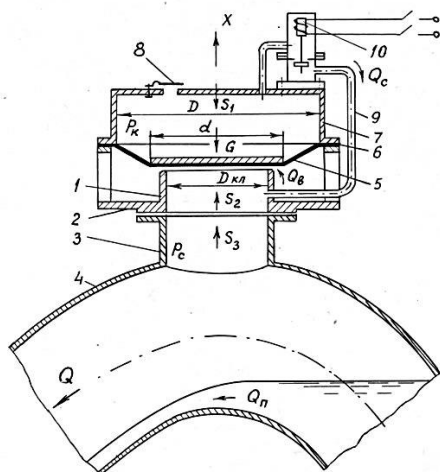


Рис. 2.9. Схема електромеханічного клапана зриву вакууму

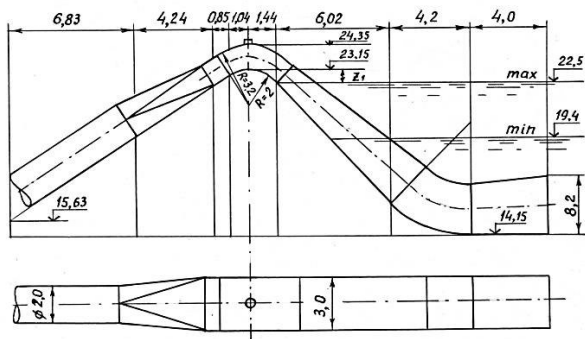


Рис. 2.10. Схема сифонного водовипуску насосної станції
№ 2 зрошення з оз. Ялпуг

Якщо при автоколиваннях мембрани вакуум не перевищує допустимого значення $p_{\text{вак}} = \rho g z$, то переливу з басейну в трубопровід виникати не буде. В зворотному випадку періодичні переливи води з напірного басейна в трубопровід призведуть до затягування перехідного процесу, підсилять його динаміку і можуть викликати недопустимо велике зростання зворотної швидкості обертання ротора насоса.

Запропонована методика розрахунків перехідного гідромеханічного процесу в сифонному водовипуску з електромагнітним клапаном зриву вакууму дозволяє отримати графіки перехідного процесу, отже, дає можливість уточнити параметри клапана зриву вакууму, а саме, уточнити діаметр імпульсної трубки і електромагнітного вентиля, виходячи з характеру перехідного процесу.

Робота мембранного клапана в динамічних умовах описується системою диференціальних і алгебраїчних рівнянь.

Рівняння руху мембрани з урахуванням її інерційності можна представити належним чином, рис. 2.9:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = s_2 + s_3 - s_1 - G. \quad (2.18)$$

Зусилля від величини абсолютного тиску в надмембранній камері s_1 визначається як добуток цього тиску на ефективну площу мембрани

$$s_1 = \bar{p}_\kappa f_e. \quad (2.19)$$

Ефективна площа мембрани наближено визначається за формулою

$$f_e = \frac{\pi}{12} (D_n^2 + D_n d + d^2). \quad (2.20)$$

Зусилля s_2 визначається як добуток величини абсолютного тиску під капором сифона \bar{p}_c на величину площі сідла приєднувального патрубка діаметром D_κ

$$s_\kappa = \bar{p}_c f_\kappa, \quad (2.21)$$

де $f_\kappa = \pi D_\kappa^2 / 4$.

Зусилля s_3 визначають за формулою

$$s_3 = p_a (f_e - f_\kappa). \quad (2.22)$$

Витрата повітря в з'єднувальній трубці

$$Q_c = \pm \mu_c \omega_c \sqrt{\frac{2}{\rho_g} (\bar{p}_c - \bar{p}_\kappa)}. \quad (2.23)$$

Витрата повітря, яка поступає в сифон через мембранний клапан, як при витіканні через отвір

$$Q_g = \mu_c \pi D_\kappa x \sqrt{\frac{2}{\rho_g} (p_a - p_c)}. \quad (2.24)$$

Зміна об'єму надмембранної камери, яке зв'язане з витратою повітря через з'єднувальну трубку, викликає зміну положення мембрани на величину Δx за розрахунковий інтервал часу Δt

$$\Delta x = \frac{Q_c \Delta t}{f_e}. \quad (2.25)$$

Зміну тиску в горловині сифона, виходячи з балансу об'ємних витрат, отримуємо з залежності

$$\Delta p = \frac{\rho g \Delta t}{f_o} (Q - Q_c - Q_g - Q_n). \quad (2.26)$$

Для сифона прямокутного поперечного перерізу

$$Q_n = m_c b \sqrt{2g} \left(\frac{p_c}{\rho g} - \frac{p_{zp}}{\rho g} \right)^{3/2}, \quad (2.27)$$

де m_c – коефіцієнт витрати водозливу, $m_c = 0,48 \dots 0,49$; $(p_{zp}/\rho g) = z_l$ – висота перевищення гребеня сифона над максимальним рівнем води в басейні.

Переходячи до кінцевих різниць, рівняння (2.18) для i -того моменту можна представити так:

$$\Delta x_i = \Delta x_{i-1} + \frac{\Delta t^2}{m} (s_{2i} + s_{3i} - s_{1i} - G). \quad (2.28)$$

Абсолютний тиск під капором сифона дорівнює

$$\bar{p}_{ci} = \bar{p}_{ci-1} - \Delta p_i. \quad (2.29)$$

Припускаючи, що зміна об'єму повітря в надмембранній камері відбувається ізотермічно, отримаємо співвідношення:

$$V_i \bar{p}_{\kappa i} = (V_{i-1} - Q_c \Delta t) \bar{p}_{\kappa i-1}. \quad (2.30)$$

Якщо

$$V_i = V_{i-1} - \Delta x f_e, \quad (2.31)$$

то з залежності (2.30) тиск в надмембранній камері дорівнює:

$$\bar{p}_{\kappa i} = \frac{(V_{i-1} - Q_c \Delta t) \bar{p}_{\kappa i-1}}{V_i}. \quad (2.32)$$

На основі наведених залежностей при достатньо малому значенні Δt можна прийняти алгоритм розрахунку у вигляді рекурентних співвідношень:

$$1. \quad t_i = t_{i-1} + \Delta t; \quad (2.33)$$

2. Визначаємо відносну зворотну витрату води q_i , яка виходить з трубопроводу при його спорожненні через насос за графіком перехідного процесу, рис. 2.8.

3. Знаходимо витрату в абсолютних величинах

$$Q_i = q_i Q_{\mu}; \quad (2.34)$$

$$4. \quad \bar{p}_i = \frac{\rho g \Delta t}{f_o} (Q_i - Q_{ci-1} - Q_{gi-1} - Q_{ni-1}); \quad (2.35)$$

$$5. \quad \bar{p}_{ci} = \bar{p}_{ci-1} - \Delta p_i; \quad (2.36)$$

$$6. \quad s_{1i} = \bar{p}_{\kappa i-1} f_e; \quad (2.37)$$

$$7. \quad s_{2i} = \bar{p}_{ci-1} f_{\kappa}; \quad (2.38)$$

$$8. \quad s_{3i} = p_a (f_e - f_{\kappa}); \quad (2.39)$$

$$9. \quad \Delta x_i = \Delta x_{i-1} + \frac{\Delta t^2}{m} (s_{2i} + s_{3i} - s_{1i} - G); \quad (2.40)$$

$$10. x_i = x_{i-1} + \Delta x_i; \text{ причому } x_i > 0 \quad (2.41)$$

$$11. V_i = V_{i-1} - \Delta x_i f_e; \quad (2.42)$$

$$12. Q_{ci} = \pm \mu_c \omega_c \sqrt{\frac{2}{\rho_g}} / (p_{ci} - p_{ki}); \quad (2.43)$$

$$13. \bar{p}_{ki} = \frac{(V_{i-1} - Q_{ci} \Delta t) p_{ki-1}}{V_i}; \quad (2.44)$$

$$14. Q_{vi} = \mu_c \pi D_k x_i \sqrt{\frac{2}{\rho_g}} (p_a - \bar{p}_{ki}); \quad (2.45)$$

$$15. \text{Якщо } \frac{p_{zp}}{\rho g} > \frac{p_{ci}}{\rho g}, \text{ то } G = 0. \text{ Якщо } \frac{p_{zp}}{\rho g} < \frac{p_{ci}}{\rho g}, \text{ то}$$

$$Q_n = m_c b \sqrt{2g} \left(\frac{p_{ci}}{\rho g} - \frac{p_{zp}}{\rho g} \right). \quad (2.46)$$

Основні параметри електромеханічного клапана зриву вакууму для умов сифонного водовипуску НС-2 зрошення з оз. Ялпуг наступні:

діаметр напірного трубопроводу $d_{mp} = 2,0$ м;

діаметр сіidla клапана $D_k = 0,5$ м;

діаметр защемлення мембрани $D = 0,85$ м;

діаметр електромагнітного вентиля і з'єднувальної трубки $D_y = 0,04$ м;

вага рухомих частин мембрани $G = 0,185$ кН;

маса рухомих частин мембрани $m = 0,0188$ т;

зусилля від атмосферного тиску на мембрану $s_3 = 16,7$ кН;

площа горизонтального перерізу відвідної гілки сифона $f_o = 7,5$ м²;

коефіцієнт витрати з'єднувальної трубки $\mu_c = 0,5$;

площа перерізу з'єднувальної трубки $\omega_c = 0,001256$ м²;

густина повітря $\rho_g = 0,0123$ т/м³;

густина води $\rho = 1$ т/м³;

ширина сифона $b = 3$ м.

Результати розрахунків, які виконані за наведеним алгоритмом для заданих умов, представлені графіками перехідного процесу на рис. 2.11.

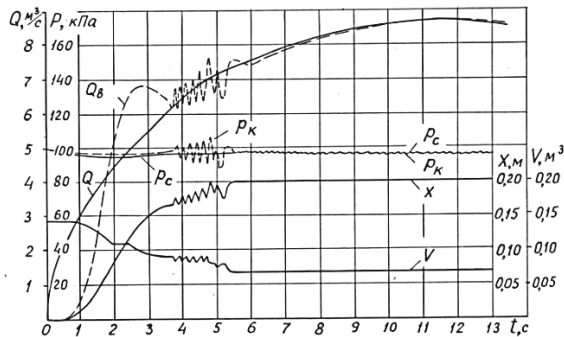


Рис 2.11. Графіки перехідного процесу в електро механічному клапані зриву вакууму НС 2 зрошення з оз. Ял пуг

З графіків видно, що мембранний клапан зриву вакууму спрацьовує вже через 0,56 с, з моменту зміни напрямку течії води, коли $t = 0$. Таким чином, величина затримання в спрацьовуванні у цього клапана менше допустимої для даних умов – 3,16 с.

Тиск в горловині сифона p_c спочатку дещо падає ($t = 1,6$ с), потім стабілізується на рівні 97 кПа. Тиск же в надмембранній камері в період з 3,58 до 5,56с різко коливається приводячи в коливання витрату повітря Q_δ , відкриття клапана x , об'єму повітря в надмембранній камері V . Ці коливання мають незначну амплітуду в порівнянні з поточними значеннями величин. Можна припустити, що в цей період коливання мембрани входять в резонансні частоти. В подальшому відкриття клапана встановлюється постійним $x = 0,199$ м, забезпечуючи достатнє надходження повітря в сифон. Величина вакууму в сифоні не виходить за межу допустимого значення, тому витрати води за рахунок переливу через гребінь сифона в зворотному напрямі не було, тобто $Q_n = 0$.

Отже, електромагнітний клапан зриву вакууму здатен забезпечити безпечну роботу гідромеханічного обладнання в тяжких умовах проходження перехідних процесів, якщо правильно запроектувати діаметр повітряної з'єднувальної трубки. В порів-

нянні з існуючими рекомендаціями для забезпечення надійної роботи мембранного клапана діаметр з'єднувальної трубки був збільшений вдвічі.

2.5. Перехідні гідромеханічні процеси, які викликаються зупинкою відцентрового насоса при наявності зворотного клапана і водоповітряного резервуара

Розглянемо метод розрахунку перехідних процесів насосного агрегату при зупинці паралельно працюючого насоса з використанням експериментальних характеристик насоса і зворотного клапана [119; 379].

При вимиканні одного насоса тиск в водоповітряному резервуарі (ВПР) підтримується іншими паралельно працюючими насосами, тому статичний напір, при якому проходить перехідний процес для відімкненого насоса, буде відповідати п'єзометричному рівню води в ВПР, рис. 2.12, і його можна вважати сталим.

Перехідний процес в насосній установці в даному випадку описують наступні диференційні рівняння:

1. Рівняння неусталеного обертання ротора насосного агрегату

$$\frac{dv}{d\tau} = -\Gamma \left[m - \text{sign}(v) m_{mp} \right]. \quad (2.47)$$

2. Рівняння неусталеного руху рідини

$$\frac{dq}{d\tau} = h - h_{cm} - (k + k_{\kappa}) q |q|. \quad (2.48)$$

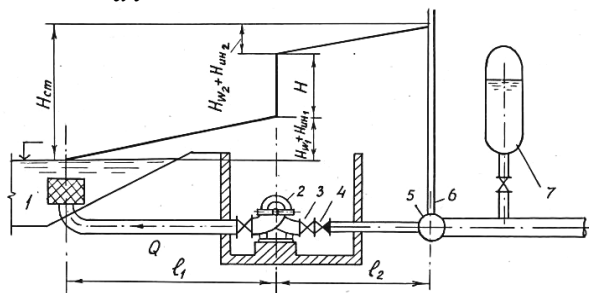


Рис. 2.12. Схема паралельно працюючого насоса зі зворотним клапаном і водоповітряним резервуаром

3. Рівняння неусталеного руху тарелі зворотного клапана

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \Omega_2 \sin \alpha - \Omega_1 K_l q |q|. \quad (2.49)$$

4. Рівняння зміни кута відкриття тарелі зворотного клапана

$$\frac{d\alpha}{d\tau} = T_r \omega. \quad (2.50)$$

Постійні коефіцієнти диференційних рівнянь визначають за формулами

$$k_\kappa = C \zeta_i; \quad (2.51)$$

$$\Omega_1 = \frac{Q_n^2 T_r}{I_\kappa f^2}; \quad (2.52)$$

$$\Omega_2 = \frac{K_l T_r}{I_\kappa}; \quad (2.53)$$

де ζ_i і K_l – відповідно коефіцієнт опору і коефіцієнт, який залежить від умов обтікання тарелі зворотного клапана потоком рідини. Ці коефіцієнти визначаються за експериментальними характеристиками зворотних клапанів [68; 78; 395; 434-445]. Відносний швидкісний напір знаходиться за залежністю

$$C = \frac{Q_n^2}{2gf^2 H_n}. \quad (2.54)$$

Система рівнянь (2.47) – (2.50) вирішується чисельним методом з використанням повних характеристик насоса і гідравлічних і гідромеханічних характеристик зворотного клапана. Характеристики насоса апроксимуються многочленами виду (1.15), (1.16). Характеристики зворотного клапана також апроксимуються многочленами третьої степені

$$\zeta_i = F_o + F_1 \alpha + F_2 \alpha^2 + F_3 \alpha^3, \quad (2.55)$$

$$K_i = R_o + R_1 \alpha + R_2 \alpha^2 + R_3 \alpha^3. \quad (2.56)$$

Коефіцієнти цих многочленів визначаються за експериментальними даними робіт [78; 437]. Значення швидкості води, з якою потік проходить зворотний клапан в момент його закриття, визначає силу гідравлічного удару, що відповідає формулі М. Є. Жуковського

$$\Delta H = \frac{av_{об}}{g}. \quad (2.57)$$

Переходячи до кінцевих різниць в рівняннях (2.47)-(2.50) і використовуючи залежності (1.15), (1.16) і (2.55), (2.56), отримуємо рекурентні співвідношення, які дозволяють виконувати математичне моделювання перехідних процесів на ЕОМ.

Ця математична модель має такий вигляд:

$$K_i = R_o + R_1\alpha_{i-1} + R_2\alpha_{i-1}^2 + R_3\alpha_{i-1}^3. \quad (2.58)$$

$$\omega_{\kappa i} = \omega_{\kappa i-1} + \left(\Omega_2 \sin \alpha_{i-1} - \Omega_1 K_i |q_{i-1}| q_{i-1} \right) \Delta \tau; \quad (2.59)$$

$$\alpha_i = \alpha_{u-1} - \omega_{\kappa i} T_r \Delta \tau; \quad (2.60)$$

$$\zeta_i = F_o + F_1\alpha_i + F_2\alpha_i^2 + F_3\alpha_i^3; \quad (2.61)$$

$$k_{\kappa i} = C\zeta_i; \quad (2.62)$$

$$v_i = v_{i-1} - \Gamma \left[m_{i-1} - \text{sign}(v_{i-1}) m_{mp} \right] \Delta \tau; \quad (2.63)$$

$$q_i = q_{i-1} + [h_{i-1} - h_{cmo} - (k + k_{\kappa i}) q_{i-1} |q_{i-1}|] \Delta \tau; \quad (2.64)$$

$$h_i = v_i^2 [A_o + A_1 (q/v)_i + A_2 (q/v)_i^2 + A_3 (q/v)_i^3]; \quad (2.65)$$

$$m_i = v_i^2 [B_o + B_1 (q/v)_i + B_2 (q/v)_i^2 + B_3 (q/v)_i^3]; \quad (2.66)$$

$$\tau_i = \tau_{i-1} + \Delta \tau; \quad (2.67)$$

$$H_{\text{вк}} = H_n k_{\kappa} q_i |q_i|; \quad (2.68)$$

$$t = \tau T_r; \quad (2.69)$$

$$n = \nu n_n; \quad (2.70)$$

$$Q = q Q_n; \quad (2.71)$$

За цією методикою була складена програма розрахунків на ЕОМ і виконано моделювання перехідних процесів в насосній установці з насосами Д 630-90 (8НДв) з діаметром робочого колеса $D_{pk} = 525$ мм; $n_n = 1450$ об/хв.; $Q_n = 0,2$ м³/с; $H_n = 90,5$ м; $M_n = 149$ кГм.

Насос працює з електродвигуном А111-4м, який має потужність $N_{ог} = 250$ кВт. Махова маса двигуна становить $GD_{ог}^2 = 34$ кГм². Постійна часу агрегату $T_a = 0,88$ с. Приймаємо $m_{mp} = 0,02$. Коефіцієнт швидкості насоса $n_s = 72$ об/хв. З огляду

на те, що повні характеристики насоса відсутні, будуюмо їх за даними каталогу насосів в першому квадранті і приймаємо по аналогії з повними характеристиками насосів з одностороннім входом з $n_s = 110$ об/хв – у другому.

Коефіцієнти аналітичних характеристик насоса в першому і другому квадрантах за результатами їх апроксимації

$$A_o = 0,9804; A_I = -0,084478; A_2 = 0,4780; A_3 = -0,3709.$$

$$B_o = 0,28717; B_I = 0,18629; B_2 = 0,8136; B_3 = -0,28521.$$

На напірній лінії насоса встановлений тарілчастий клапан з верхнім підвищенням діаметром $d_k = 300$ мм. Коефіцієнти залежностей для характеристики цього клапана:

Для графіка при $65^\circ > \alpha > 20^\circ$

$$F_o = 6,8565; F_I = -0,18352; F_2 = 0,0021956; F_3 = -0,000012085.$$

При $20^\circ > \alpha > 0$

$$F_o = 16,819; F_I = -0,3308; F_2 = -0,05578; F_3 = 0,0020107.$$

Для графіка $K_I = R(\alpha)$ при $65^\circ > \alpha > 32^\circ$

$$R_o = 6,0883; R_I = -0,0855834; R_2 = 0,0019116; R_3 = -0,32089;$$

при $32^\circ > \alpha > 0$

$$R_o = 35,406; R_I = -3,2314; R_2 = 0,10966; R_3 = -0,0012403;$$

Вага тарелі зворотного клапана $G = 21$ кг, плече сили $r = 0,225$ м і коефіцієнт $K_I = 4,52$. Момент інерції тарелі

$$J_k = \frac{Gr^2}{g} = \frac{GD^2}{4g} = 0,107 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^2.$$

Коефіцієнти $\Omega_I = 5,08; \Omega_2 = 2,87; C = 0,00456$.

Втрати напору в трубопроводі $H_{wn} = 0,144$ м; тоді

$$k = H_{wn}/H_n = 0,995.$$

Початкові умови перехідного процесу:

$$\tau_o = 0; \nu_o = 1; q_o = 1; h_o = 1; m_o = 1; h_{cmo} = 0,995;$$

Розрахунковий інтервал часу $\Delta\tau = 0,05$.

Результати розрахунків перехідного процесу показані на рис. 2.13.

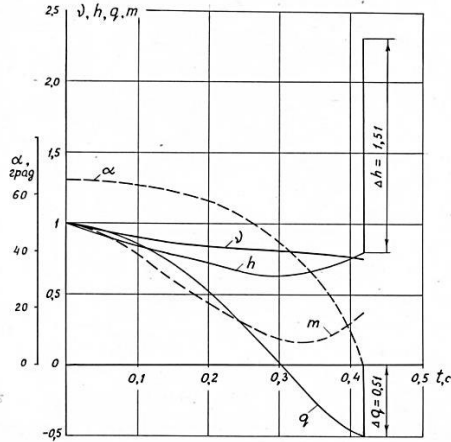


Рис. 2.13. Графіки перехідного процесу насосного агрегату Д 630-90

Час проходження перехідного процесу $t = 0,419$ с. Зворотна витрата рідини $q_{об} = -0,51$; $Q_{об} = q_{об} \cdot Q_n = -0,102$ м³/с. Зворотна швидкість течії рідини через зворотний клапан $v_{об} = 1,44$ м/с. Підвищення тиску при гідравлічному ударі, який виникає в момент посадки клапана на сідло

$$\Delta H = \frac{av_{об}}{g} = \frac{933 \cdot 1,44}{9,81} = 137 \text{ м}, \quad \Delta h = \Delta H / H_n = 137 / 90,5 = 1,51.$$

Таким чином, створена математична модель перехідного процесу, який виникає при зупинці одного з групи паралельно працюючих насосів, дозволяє передбачати величину гідравлічного удару, що виникає в момент закриття тарелі зворотного клапана, і прийняти необхідні засоби захисту для забезпечення надійної роботи насосної станції. Проходження хвиль підвищеного тиску вданому випадку локалізується в межах напірних комунікацій від зворотного клапана до водоповітряного резервуара.

2.6. Перехідні гідромеханічні процеси в насосній установці при скиданні води через загальмований насос

Одним з найбільш ефективних засобів боротьби з гідравлічним ударом в напірних комунікаціях насосних станцій є скидання води через загальмований насос [11; 12; 109; 367; 395; 462; 465]. Результати лабораторних досліджень, які проведені сумісно с інженером Д. В. Гавазюком, підтверджують вищесказане [109]. Дослідження виконувалися на лабораторній установці, рис 2.14, яка складається з відцентрового насоса 4К-90/85, водоповітряного резервуара (ВПР), зворотного клапана діаметром $d_k = 100$ мм, сталевого трубопроводу діаметром $d_{тр} = 100$ мм і гальмівного пристрою, який обладнаний на з'єднувальній муфті і який складається з храпового колеса і заскочки, що керується електромагнітом. Вимірювання виконувалися комплектом апаратури, яка складалася з світло променевого осцилографа Н-041 і тензопідсилювача 8АНЧ-7М. В якості перетворювачів фізичних величин використовувалися датчики тиску типу ТДД та індукційний датчик швидкості обертання вала агрегату.

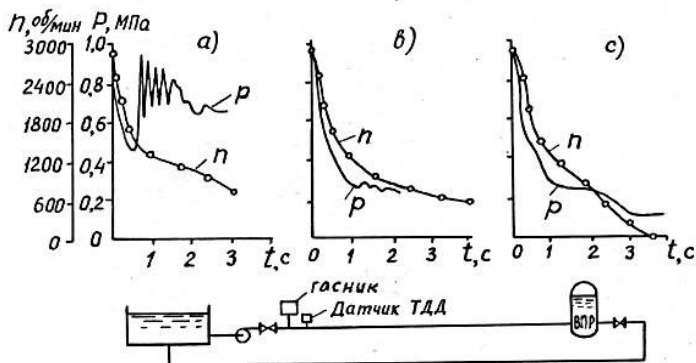


Рис. 2.14. Схема експериментальної установки і графіки перехідних процесів

На рис. 2.14 представлені графіки зміни тиску в трубопроводі і швидкості обертання вала при вимиканні живлення насосного агрегату:

а) – при закритті зворотного клапана,

б) – при закритті зворотного клапана і спрацюванні гасника гідравлічного удару,

в) – при загальмованому валу насосного агрегату і відсутності зворотного клапана і гасника гідравлічного удару.

Звичайно пропускна здатність загальмованого насоса значно вища, ніж працюючого в гальмівному режимі, тому скидання води з трубопроводу зростає і гасіння гідравлічного удару відбувається більш інтенсивно.

При математичному моделюванні перехідних процесів за методикою, яка викладена в розділі 1.2, для врахування наявності контрреверсного гальма необхідно з моменту часу, що відповідає $v = 0$, припиняти зміну швидкості обертання ротора насоса, тобто приймати величину критерію подібності $\Gamma = 0$.

Для розрахунку деталей гальма необхідно з'ясувати параметри насосного агрегату в період гальмування, а особливо крутячого моменту на валу насоса.

Параметри перехідного процесу в період гальмування вала насоса, можна визначити, не виконуючи математичне моделювання на ЕВМ, таким чином. Аналізуючи відносні приведені характеристики насоса, рис. 2.15, а, уточнюємо, що в режимі гальмування, коли гальмо повинно зупинити зворотне обертання вала насоса, а саме при $v = 0$ і $v/q = 0$ в кінці третьої ділянки характеристик насоса, а отже в відповідності з характеристиками цього режиму відповідають величини $(h/q^2)_T$ і $(m/q^2)_T$, чисельні значення яких визначені з даних характеристик і зведені в табл. 2.3.

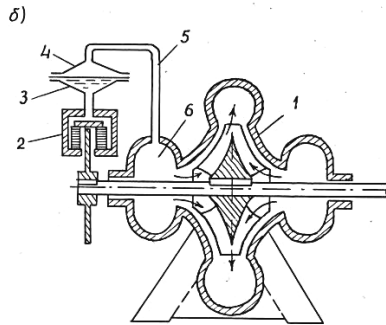
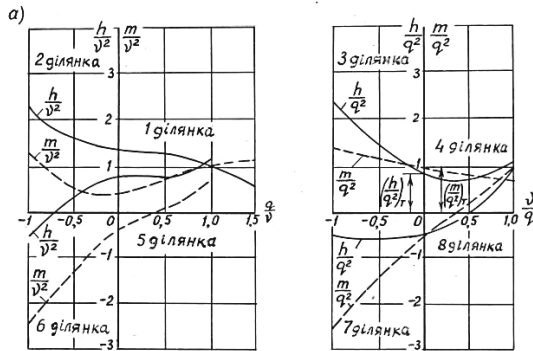


Рис. 2.15. Повні енергетичні чотириквADRантні характеристики насоса – а) і схема гальмівного пристрою відцентрового насоса – б)

Припускаючи, що рух рідини через насос стає усталеним після закінчення перехідного процесу, тобто приймаючи $dq/d\tau=0$, і враховуючи, що $q < 0$, з рівняння неусталеного руху нестисненої рідини в жорсткому трубопроводі (1.15) з урахування спорожнення

$$\frac{l_i}{l_o} \frac{dq}{d\tau} = h - h_{cm} - \frac{l_i}{l_o} k |q| q \quad (2.72)$$

після ділення на q^2 і перетворень отримуємо відносну витрату через загальмований насос:

$$q_T = Q_T / Q_n = - \sqrt{\frac{h_{cm}}{(h/q^2)_T + (l_i/l_o)k}}, \quad (2.73)$$

де h_{cm} – відносний напір, який відповідає верхній точці ділянки трубопроводу з якого починається випорожнення; $l_i = L/H_n$ – відносна довжина всіх ділянок трубопроводу, на яких спостерігається рух рідини, що скидається через насос.

Таблиця 2.3

Значення приведених параметрів, які відповідають режиму пропуску води через насос з загальмованим валом

Коефіцієнт швидкохідності відцентрових насосів, n_s , об/хв	$(h/q^2)_T$	$(m/q^2)_T$
110	0,844	0,912
120	0,940	0,885
140	0,964	1,080
170	0,740	0,941

Відносний крутячий момент на валу насосного агрегату

$$m_T = \left(\frac{m}{q^2} \right)_T q_T^2. \quad (2.74)$$

Абсолютне значення крутячого моменту $M_T = m_T M_n$.

Відносний напір, який сприймає загальмований насос

$$h_T = \left(h/q^2 \right)_T q_T^2. \quad (2.75)$$

і абсолютне значення тиску $H_T = h_n H_n$.

Як показують розрахунки, максимальний напір в трубопроводах і крутячий момент на валу насоса звичайно не досягають базових значень H_n і M_n .

Контрреверсивне гальмо на основі храпового колеса і заскочки не має перспективи практичного застосування із-за низької надійності. Так при проведенні досліджень мав місце випадок, коли заскочка потрапила на зуб храпового колеса і відбулося його пошкодження.

Більш перспективним є запропонований пристрій керування

насосом, рис 2.15, б, [552] за авторським свідоцтвом СРСР № 1476200.

Пристрій працює наступним чином. В усталеному режимі роботи насоса 1 на його вході 6 створюється понижений тиск, який через імпульсну трубку 5 передається в робочу порожнину 4 привода 3, забезпечуючи відкритий стан гальма.

Тиск спрацювання приводу 3 гальма 2 визначається попередньо з умови відсутності гальмівного зусилля безпосередньо перед запуском насоса 1, тобто після його заливки.

Після вимикання електроживлення двигуна витрата рідини через насос 1 зменшується, тиск на вході 6 зростає. Це призводить до спрацювання привода 3 і появи зусилля на гальмі 2. Застосування контрреверсивних пристроїв для відцентрових насосів вирішує проблему боротьби з гідравлічними ударами при одиночній роботі насоса на напірний трубопровід. Якщо передбачається паралельна робота насоса, то крім гальма на напірній лінії насоса необхідно встановити спеціальний пристрій, який повільно перекриває переріз трубопроводу після вимикання електродвигуна, наприклад регулятор тиску «до себе».

2.7. Перехідні гідромеханічні процеси, які виникають при пуску крупних насосних агрегатів на порожній трубопровід

Укрупнення машинного обладнання насосних станцій ставить перед проектувальниками і експлуатаційниками ряд задач, в тому числі задачу всебічного врахування роботи насосних агрегатів при перехідних процесах. Для крупних насосних агрегатів в якості приводу звичайно застосовуються синхронні електродвигуни, що мають ряд особливостей [347]. При пуску таких агрегатів необхідно забезпечити можливість входження електродвигуна в синхронізм.

Процес входження електродвигуна в синхронізм особливо утруднений для насосних станцій, які живляться від протяжних ліній електропередач. Цей процес залежить від багатьох факторів, в тому числі в значній мірі і від падіння напруги в електромережі при пуску. Якщо здійснюється пуск насоса на порожній трубопровід, то на протікання перехідного процесу впливає профіль трубопроводу, характеристики насоса і електродвигуна,

наявність запірної апаратури і ін. Для осьових насосів з поворотом лопатей в процесі роботи, виникає необхідність обґрунтування початкового розвороту лопатей робочого колеса, який оптимальний з точки зору сприятливих умов проходження процесу пуску і входження електродвигуна в синхронізм.

Існуючі методи розрахунків пуску крупних насосних агрегатів [20; 242] орієнтовані та графічні прийоми і аналогове моделювання. В цих методах не знайшли достатнього відображення питання врахування впливу падіння напруження в живлячій електролінії [260; 361]. В повному обсязі зазначені питання відображені в методичних вказівках, які складені співробітниками Союзгіпроводгоспу і МІСІ [319].

Запропонований чисельний метод розрахунку пуску крупних насосних агрегатів використовує систему диференціальних рівнянь, які описують перехідний процес в насосній установці в припущенні його плавного характеру [405], тобто приймається припущення про те, що трубопровід жорсткий, а вода в ньому практично нестислива. Таке припущення є правдивим для установок з осьовими насосами і в більшості випадків придатне для установок з вертикальними відцентровими насосами.

Для опису перехідних процесів при пуску насосів за пропонованою методикою використовується система чотирьох диференціальних рівнянь (1.5)-(1.8).

Аналіз моментних характеристик різних типів насосних агрегатів дозволяє для визначення $m_{над}$ користуватися наступними виразами:

При $\nu \leq 0,2$; приймаючи $m_{прог} = 0,1 \dots 0,15$

$$m_{над} = m_{дв} - m - m_{тр} - m_{прог}(1 - \nu/0,2); \quad (2.76)$$

при $\nu > 0,2$; приймаючи $m_{прог} = 0$ і

$$m_{над} = m_{дв} - m - m_{тр}. \quad (2.77)$$

Звичайно приймають $m_{тр} = 0,02$.

Для розрахунку перехідних процесів при пуску насосних агрегатів необхідно використовувати моментну характеристику електродвигуна [245; 347]. За даними [245] ці характеристики у відносних величинах зручно представляти у вигляді:

$$m_{\partial s} = \frac{M_{ном} (z + B_D) m_M}{M_n \frac{s}{s_M} + \frac{s_M}{s} + B_D}, \quad (2.78)$$

де s – ковзання, при якому визначається крутячий момент електродвигуна, причому $s = 1 - \nu(n_n/n_c)$.

За рекомендаціями [260] критичне ковзання визначають за формулою

$$s_M = s_{ном} \left(m_M + \sqrt{m_M^2 - 1} \right), \quad (2.79)$$

де $s_{ном}$ – номінальне ковзання, причому

$$s_{ном} = \frac{n_c - n_a}{n_c} = 1 - \frac{n_a}{n_c}. \quad (2.80)$$

Тут n_a – позначена асинхронна швидкість обертання електродвигуна.

Величина B_D , згідно [245], визначається за формулою

$$B_D = \frac{(s_M + 1/s_M) \frac{m_n}{m_M}}{1 - \frac{m_n}{m_M}}. \quad (2.81)$$

При пусках електродвигуна виникає зменшення напруги на клеммах і фактичний крутячий момент, який ним розвивається буде дорівнювати

$$m_{\partial s}^n = U_D m_{\partial s}, \quad (2.82)$$

де U_D – відносна величина напруги на клеммах електродвигуна в момент його пуску, яка визначається [245] за залежністю

$$U_D = \frac{U_{ш}}{1 + \frac{A_D k_s I_n \sqrt{3}}{U_n}}. \quad (2.83)$$

Пусковий струм електродвигуна пропорціональний відносній напрузі на його клеммах

$$I_n = U_D k_n I_{ном}. \quad (2.84)$$

Коефіцієнт A_D визначається виразом

$$A_D = R_D \cos \varphi_n + X_D \sin \varphi_n, \quad (2.85)$$

Коефіцієнт k_s , який враховує зниження пускового струму двигуна при збільшенні його ковзання, за даними [245]

$$k_s = \frac{\sqrt{1 + s_M^2}}{\sqrt{1 + (s_M / s)^2}}. \quad (2.86)$$

В теперішній час основним способом пуску синхронних двигунів є пуск прямим включенням статора на повну напругу мережі і з обмоткою ротора, яка підключена до збудника наглухо [245], тобто прямий асинхронний пуск [20]. Практично такому способу пуску віддають перевагу для всіх насосних станцій, тому що він відносно дешевий і не потребує встановлення додаткового обладнання. Якщо прямий асинхронний пуск крупних електродвигунів неможливий, то застосовується асинхронний пуск при пониженій напрузі – реакторний або трансформаторний пуск, при цьому вартість обладнання значно зростає.

Перший – асинхронний етап пуску агрегату з синхронним електродвигуном триває при зміні швидкості від $v = 0$ до швидкості порядку $v = 0,95$ (ковзання $s=0,05$).

Другим етапом пуску є втягування двигуна в синхронізм, при якому ковзання зменшується до нуля, після чого починається нормальна робота агрегату з синхронним числом обертів [245].

Умови нормального протікання прямого асинхронного пуску [20; 242; 245; 347]:

а) пусковий момент двигуна повинен перевищувати не менш ніж на 10% пусковий момент насоса

$$m_{\text{пов}} = 1,1m, \quad (2.87)$$

б) мінімальний крутячий момент, який розвиває двигун в кінці асинхронного етапу пуску (при $s = 0,05$), повинен перевищувати не менше ніж на 10% момент опору насоса для тієї ж швидкості обертання

$$m_{\text{пов}, s=0,05} = U_{D, s=0,05}^2 \cdot m_{\text{ов}, s=0,05} \geq 1,1m_{s=0,05}. \quad (2.88)$$

Моментна характеристика електродвигуна при пуску з глухо підключеним збудником має провал при швидкості, яка наближається до синхронної. Дослід показав [245], що мінімальне

значення моменту не буває в цьому випадку нижче 0,5 номінального моменту двигуна. Враховуючи цю обставину і рівняння (2.85), умови втягування двигуна в синхронізм можна виразити так:

$$m_{s=0,05} \leq 0,45U_{D,s=0,05}^2 \quad (2.89)$$

За даними [347], для надійної синхронізації крутячий момент двигуна при ковзанні $s = 0,05$ повинен бути не менш $1,3M_{ном}$.

Якщо ці умови не виконуються, то можливість пуску з глухо підключеним збудником визначаються заводами-виробниками електродвигунів.

Представляючи диференційні рівняння в кінцевих різницях і використовуючи наведені залежності, можна запропонувати наступний алгоритм розрахунку перехідного процесу при пуску насоса.

Алгоритм складається з рекурентних співвідношень для розрахункового моменту часу i . Крок розрахунку за часом Δt приймається порівняльно невеликим, рекомендується $\Delta t = 0,01$, 0,01, тобто $\Delta t = 0,01 T_r$.

Розрахунок виконується в наступній послідовності [104; 371]:

Визначають ковзання

$$s_i = 1 - v_i \frac{n_n}{n_c} \quad (2.90)$$

Находять відносні значення пускового струму з урахуванням зміни ковзання

$$\bar{I}_{nsi} = \frac{E_D}{\sqrt{1 + (s_M / s)^2}}, \quad (2.91)$$

де E_D – постійна, яка визначається за формулою

$$E_D = \frac{I_n}{I_n} \sqrt{1 + s_M^2} \quad (2.92)$$

Визначають напругу на клеммах двигуна

$$U_D = \frac{U_u}{1 + F_D I_{nsi}}, \quad (2.93)$$

де F_D – постійна, яка знаходиться за формулою

$$F_D = \frac{A_D I_n \sqrt{3}}{U_n}. \quad (2.94)$$

Знаходять крутячий момент електродвигуна

$$m_{\text{пов}} = U_D^2 \frac{C_D}{\left(\frac{s_i}{s_M} + \frac{s_M}{s} + B_D \right)}, \quad (2.95)$$

де C_D – постійна, причому

$$C_B = (2 + B) m_M \frac{M_{\text{ном}}}{M_n}. \quad (2.96)$$

Визначають надлишковий крутячий момент насосного агрегату $m_{\text{над}}$ за залежностями (2.76) і (2.77), використовуючи значення m_{i-1} і v_{i-1}

Знаходять швидкість обертання ротора насосного агрегату

$$v_i = v_{i-1} + \Delta \tau \Gamma m_{\text{над}}. \quad (2.97)$$

Визначають статичний напір і довжину заповненої частини трубопроводу.

Якщо $h_{\text{cmi}} > h_{\text{cmzp},j}$, то

$$h_{\text{cmi}} = h_{\text{cmi-1}} + \Delta \tau q_{i-1} P_j \sin \alpha_j, \quad (2.98)$$

$$l_i = l_{i-1} + \Delta \tau q_{i-1} P_j. \quad (2.99)$$

Якщо $h_{\text{cmi}} < h_{\text{cmzp},j}$, то виконують заміну величин P_j і $\sin \alpha_j$ відповідними значеннями для наступної ділянки трубопроводу і продовжують розрахунки за формулами (2.98) і (2.99).

Визначають витрату води, яка проходить трубопроводом

$$q_i = q_{i-1} + \frac{\Delta \tau l_{\text{нов}}}{l_i} (h_{i-1} - h_{\text{cmi}}) - \Delta \tau k q_{i-1}^2, \quad (2.100)$$

причому $l_o \neq 0$, практично приймають $l_o = 0,0001$.

Знаходять величину $(q/v)_i$ і за її значенням визначають h_i і m_i за залежностями (2.65) і (2.66).

Розрахунок перехідного процесу за даною методикою вико-

нується тільки до $v_i = 0,95$ ($s = 0,05$), тобто до підсинхронної швидкості обертання.

Результат розрахунків виводиться у вигляді масиву значень величин $\tau, v, q, h, t, I, h_{cm}, m_{дов}, U_D, \bar{I}_{ns}$.

Розглянемо перехідний процес, який виникає при пуску насоса ОП 2-145, агрегований з електродвигуном СДВ 17-39-16.

Характеристики насоса:

$$n_n = 365 \text{ об/хв}; Q_n = 8,6 \text{ м}^3/\text{с}; H_n = 15 \text{ м}; M_n = 4840 \text{ кГс}\cdot\text{м};$$

$$m_{mp} = 0,02; m_{прог} = 0,1.$$

Коефіцієнти залежностей (1.15) і (1.16) при куті розвороту лопатей робочого колеса $\theta = 0^\circ$ прийняті:

на ділянці $0 < q/v < 0,54$

$$A_o = 2,2497; A_l = -4,3416; A_2 = 8,2223; A_3 = -7,9627.$$

$$B_o = 1,4497; B_l = 0,30365; B_2 = -1,1304; B_3 = -1,8233.$$

на ділянці $0,54 < q/v < 2$

$$A_o = 0,42845; A_l = 2,0381; A_2 = -0,68487; A_3 = -0,78156.$$

$$B_o = 0,34466; B_l = 1,5768; B_2 = -0,31743; B_3 = -0,60559.$$

Характеристики електродвигуна:

$$U_n = 6 \text{ кВ}; N_n = 1600 \text{ кВт}; n_c = 375 \text{ об/хв.}; GD_{ов}^2 = 7000 \text{ кГс}\cdot\text{м}^2;$$

$$k_n = I_n/I_n = 5,0; m_n = 0,3; m_{син} = 1,6; m_n = 2,3; I_n = 179 \text{ А};$$

$$T_a = 1,77 \text{ с}; s_m = 0,0965; s_n = 0,022; l_{нов} = 4; l_o = 1.$$

Критерії спорожнення водовода на ділянках j :

1 ділянка від $h_{cm зр.} = 0$; до $h_{cm зр.} = 0,147$; $P_l = 0,332$; $\sin \alpha_l = 0,163$;

2 ділянка від $h_{cm зр.} = 0,147$; до $h_{cm зр.} = 0,243$; $P_l = 0,256$; $\sin \alpha_l = 0,176$;

3 ділянка від $h_{cm зр.} = 0,243$; до $h_{cm зр.} = 0,875$; $P_l = 0,205$; $\sin \alpha_l = 0,172$;

2 ділянка від $h_{cm зр.} = 0,875$; до $h_{cm зр.} = 2,0$; $P_l = 0$; $\sin \alpha_l = 0$;

Характеристики електролінії

$$U_{ли} = 1,025; A_D = 1 \text{ Ом}; F_D = 0,0154; E_D = 5,02; C_D = 2,55.$$

Результати розрахунків перехідного процесу приведені на рис. 2.16. Аналіз результатів розрахунків показують, що умови нормального пуску (2.87), (2.88) виконуються.

У відповідності з рекомендаціями [245] умови втягування електродвигуна в синхронізм (2.89) не виконуються, тому можливість пуску з глуховвімкненим збудником повинен вирішуватися сумісно з заводом-виробником електродвигунів. За рекомендаціями [347], критичне ковзання, тобто максимальне ков-

зання, при якому при подачі постійного струму в обмотку ротора в несприятливий момент двигун увійде в синхронізм, визначається напівемпіричною формулою

$$s_{кр} = 0,6 \sqrt{\frac{m_m - 0,6 m_{s=0,05} \cos \varphi_n}{T_a}}. \quad (2.101)$$

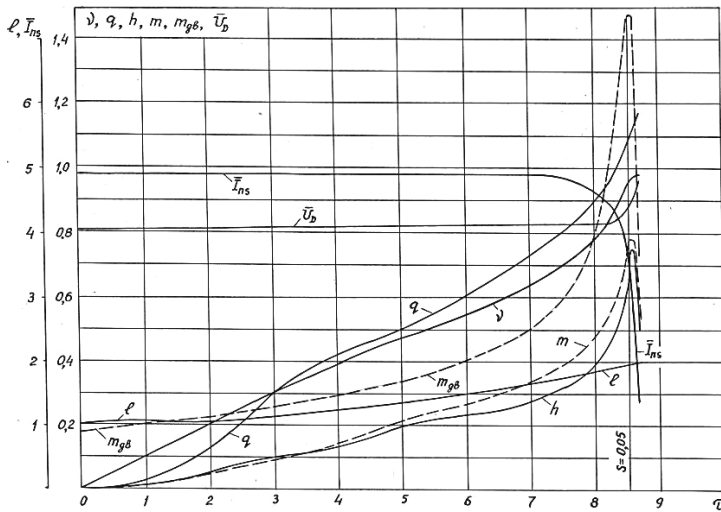


Рис. 2.16. Графіки переходного процесу при пуску насоса ОП 2-145 при $\theta = 0^\circ$

Під дією асинхронного моменту двигун розганяється до тих пір, поки крутячий момент не стане рівним моменту опору насоса. Ковзання s_o , при якому двигун обертається рівномірно, може бути обраховано за асинхронним моментом двигуна $m_{n \text{ дв } s}$ при $s=0,05$

$$s_o = \frac{m_{s=0,05}}{m_{n \text{ дв } s}}. \quad (2.102)$$

Для надійної синхронізації відношення $s_{кр}/s_o$ повинно бути не менш 1,15. В розглянутому прикладі, за даними розрахунків $m_m = 2,3$; $m_{s=0,05} = 0,75$; $T_a = 1,77$; $m_{n \text{ дв } s} = 1,45$.

Тоді за формулами (2.101) і (2.102) знаходимо

$$s_{кр} = 0,066; \quad s_o = 0,0258 \quad \text{і} \quad s_{кр}/s_o = 2,32 > 1,15.$$

Отже, втягування електродвигуна в синхронізм за цією умовою буде забезпечено.

Тривалість перехідного процесу при асинхронному пуску складає 9,6 с. Максимальна продуктивність насоса $q_{max} = 1,1$; або $Q_{max} = q_{max}Q_n = 9,46 \text{ м}^3/\text{с}$.

На таку пропускну здатність повинні бути розраховані повітропропускні отвори водовипускної споруди насосної станції, причому тиск повітря не повинен перевищувати величину підтоплення вихідного отвору водовипуску.

Таким чином, запропонована методика розрахунків дозволяє виконувати прогнозування роботи електромеханічного обладнання насосних станцій при пусках, а також більш ретельно вибирати початковий кут розвороту лопатей робочих коліс осьових насосів і уточнювати умови синхронізації електродвигунів з урахуванням падіння напруги в електролінії. Правильний вибір електромеханічного обладнання і схем пуску на основі розробленої методики збільшить надійність роботи крупних насосних установок, що має велике практичне значення для сільськогосподарських меліоративних систем.

2.8. Перехідні гідромеліоративні процеси, які виникають у всмоктувальних лініях при пусках насосів

Розташування насосних станцій за дорогами, які ідуть вздовж зрошувальних каналів, обумовлюють значне зростання довжини всмоктувальних ліній, що може досягати 100 м. В практиці відомі випадки, коли у всмоктувальних лініях насосів при їх пусках виникав недопустимий великий вакуум, що призводило до зриву стійкої роботи агрегатів, викликало небажану динамічну дію на насосну установку. Якщо довжина всмоктувального трубопроводу значна, то вакуум може досягати значення тиску насичених парів рідини і виникає динамічна кавітація в насосах з розривом суцільності потоку[268; 269], що призведе до тимчасовому зриву подачі і зниженню напору насосу.

Ці явища особливо небезпечні для автоматизованих насосних станцій. Для вивчення параметрів неусталеного процесу у всмоктувальному трубопроводі і його вплив на роботу установки

були проведені сумісно з к. т. н. Н. І. Романько і інж. Н. І. Сачуком лабораторні дослідження [450; 452].

Перехідний гідромеханічний процес в насосній установці описується системою рівнянь, які розглянуті в попередньому розділі. Додатково використовується залежність для визначення динамічного напору у всмоктувальному патрубку насоса [460]

$$h_{вл} = \left| h_{ст-в.л} - k_j q_{осн-j}^2 - \theta_j \frac{dq_{осн-j}}{d\tau} \right|. \quad (2.103)$$

де θ_j – доля інерційного напору, який приходить на всмоктувальний трубопровід, $\theta_j = T_{r-j}/T_r$.

Для апроксимацій напірних характеристик насоса використовується залежності виду

$$h = h_{\phi}^{осн} v^2 - s_{\phi}^{осн} q_{осн}^2, \quad (2.104)$$

а для характеристики мережі

$$h = h_{ст-о} + k_{нт} q_{нт}^2. \quad (2.105)$$

Розрахунки перехідних процесів на ЕОМ виконаний для умов лабораторної установки з основним насосом 4 КМ – 12 і допоміжним насосом 6 КМ-12. На рис. 2.17 приведені заміряні на експериментальній установці і отримані в результаті математичного моделювання значення параметрів перехідного процесу у відносних величинах.

Виконане співставлення показує задовільне співпадіння якісного характеру процесів і екстремальних величин, що свідчить про можливість використання такої методики розрахунків для вивчення параметрів перехідного процесу у всмоктувальній лінії насосів при пуску. Деякі відмінності отриманих результатів показує на недосконалість чисельного рішення рівнянь і можливо говорить про вплив ефектів пружності рідини і стінок труби, а також повітровмісту у воді на протікання перехідного процесу. Таким чином, адекватність прийнятої моделі і досліджуваних процесів в даному випадку підтверджується частково: графіки перехідного процесу співпадають за ординатами і розходяться за часом.

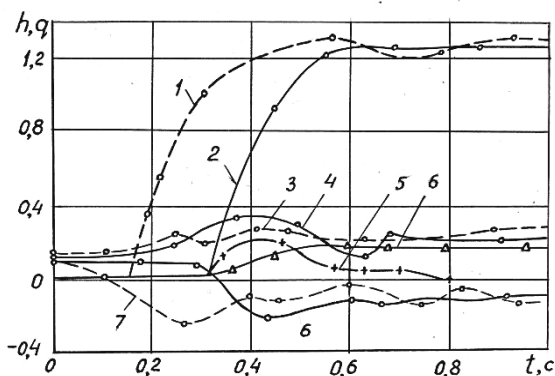


Рис. 2.17. Графіки перехідних процесів у всмоктувальному трубопроводі насоса

2.9. Розрахунок коливальних процесів в водопровідних трактах закритих зрошувальних систем з водонапірними колонами

Нерівномірне споживання води в закритих зрошувальних системах викликає необхідність зміни подачі насосних станцій. Звичайно таке регулювання виконується ступінчасто шляхом зміни числа працюючих насосів. При невідповідності подачі насосної станції і водовідборів з мережі застосовують регулювання подачі насосів частковим закриттям засувки на напірній лінії насоса. Таке регулювання супроводжується значними гідравлічними втратами, перевитратою електроенергії, і знижує енергетичний коефіцієнт корисної дії зрошувальної системи.

Згладжування ступенів зміни подачі насосної станції найбільш економічно проводити за рахунок зміни напірної характеристики одного з насосів, які встановлені на станції, якщо така характеристика має круте падіння

Зміна характеристики насоса в широких межах досягається шляхом регулювання швидкості обертання вала насоса за допомогою індукторних муфт ковзання (ІМК) [102] або тиристорних перетворювачів струму електродвигуна.

На закритих зрошувальних системах іноді застосовують в якості гасників гідравлічних ударів, які виникають при різкій зміні водовідбору, спеціальні водонапірні колони (ВК).

При неусталеному русі рідини в напірній мережі рівень води в ВК здійснює вертикальні переміщення, які є наслідком коливальних процесів мас води водопровідних трактів цієї мережі. Коливання же мас води в мережі обумовлені невідповідністю між величиною водовідбору і подачею насосної станції. Отже, вказана невідповідність через коливальний процес в мережі перетворюється в зміну рівня води в ВК. Тому доцільно використовувати зміну рівня води в ВК для регулювання роботи всієї насосної станції, в тому числі і для плавної зміни числа обертів агрегату з ІМК або тиристорним перетворювачем.

З огляду на складність схем зрошення і труднощі систематизації процесу поливу практично неможливо точно описати зміни водовідбору в різних точках зрошувальної системи. В якості основного припущення приймається наступне положення: при наявності достатнього вільного напору на початку розподільного трубопроводу зміни водовідбору з цього трубопроводу миттєво змінюють витрату на його початку. Іншими словами, неусталений рух рідини в розподільчому трубопроводі не враховується при розрахунках динамічних явищ в магістральному трубопроводі.

У відповідності з викладеним, зміна сумарного водовідбору зі зрошувальної системи за часом можна представити у вигляді степеневі залежності для такого періоду коливального процесу від $\tau_{поч}$ до $\tau_{кін}$, за час якого графік водовідбору не має перегинів або зламів. Для розрахунку коливального процесу необхідно вважати цей графік відомим. Практично він визначається за числом і продуктивністю дощувальних машин і системі поливу. Аналітично подібну залежність представляють у такому вигляді:

$$\sum q_p = \left(\sum q_p \right)_{поч} + C_q^{\Psi_q} . \quad (2.106)$$

Коефіцієнт C_ϕ і показник степеню Ψ_q підбираються методом найменших квадратів для прийнятого графіка водовідбору.

Для кожного моменту часу при неусталеному русі рідини на ділянці магістрального трубопроводу правдиве рівняння Бернуллі з інерційним членом. При цьому рух рідини повинен мати плавний коливальний характер. Рівняння неусталеного руху рідини для напірного трубопроводу без вузлового відбору, який має в складі насосну установку [403; 405], у відносних величинах має вигляд:

$$\frac{dq}{d\tau} = h - h_{cm} - kq|q| \quad (2.107)$$

або при $q > 0$

$$h_{in} = h - h_{cm} - h_w. \quad (2.108)$$

При наявності водовідбору з розподільчого трубопроводу це рівняння для магістрального водоводу, який складається з j ділянок, запишеться наступним чином

$$\sum h_{in} = h - h_{cm} - \sum h_w. \quad (2.109)$$

де

$$\sum h_{in} = \sum_{j=1}^j \theta_j \frac{dq_j}{d\tau}, \quad (2.110)$$

$$\sum h_w = \sum_{j=1}^j k_j q_j |q_j|, \quad (2.111)$$

$$\theta_j = \frac{T_{r,j}}{T_r}, \quad (2.112)$$

$$T_{r,j} = \frac{L_j Q_n}{f_j g H_n}, \quad (2.113)$$

$$T_r = \frac{Q_n}{g H_n} \sum \frac{L_j}{f_j}. \quad (2.114)$$

Величина T_r характеризує інерційність рідини, яка рухається в системі. Постійні часу (інерції) трубопроводу T_r чисельно дорівнює часу розгону води в трубопроводі від нульової швидкості до нормальної $v_n = Q_n / f$ під дією базового напору H_n , якщо не враховувати втрати на гідравлічний опір.

Зміну рівня води в ВК можна описати рівнянням

$$\frac{dh_{cm}}{d\tau} = Uq_{\epsilon}, \quad (2.115)$$

в якому коефіцієнт U у випадку вертикальної колони постійного поперечного перерізу площею $f_{кол}$ визначається формулою

$$U = \frac{Q_n T_r}{f_n H_n} \quad (2.116)$$

При цьому відносна витрата води, яка поступає в ВК $q_{\epsilon} > 0$.

При зворотній течії води з ВК $q_{\epsilon} < 0$.

Аналітична залежність для напірної характеристики насоса у відносних величинах має вигляд

$$h_i = h_{\phi} - s_{\phi} q_{zi}^2. \quad (2.117)$$

Для агрегата з ІМК ця залежність буде такою

$$h_i = h_{\phi} v_i^2 - s_{\phi} q_{vi}^2. \quad (2.118)$$

Використовуючи залежності (2.14) і (2.15), подачу насосної станції можна визначити так

$$q_{ni} = z_i \sqrt{\frac{h_{\phi} - h_i}{s_{\phi}}} + \sqrt{\frac{h_{\phi} v_i^2 - h_i}{s_{\phi}}}. \quad (2.119)$$

Для виконання системи автоматичного регулювання роботи насосної станції необхідно прийняти залежність числа обертів вала насоса з ІМК від рівня води в водонапірній колоні, тобто

$$v_i = f(h_{cm}). \quad (2.120)$$

Розв'язуємо систему рівнянь (2.109), (2.115), (2.119), (2.120), переходячи до кінцевим різницям і використовуючи наближену заміну $1 + v_i^2 = 2v_i$. В підсумку отримаємо ітераційну формулу для визначення напору насоса:

$$h_i = \frac{h_{\phi} (z_i + v_i)^2 - s_{\phi} \left(q_n + \frac{h_i + C_i}{B_i} \right)^2}{(z_i + 1)^2}, \quad (2.121)$$

де величини для k -того наближення визначається за формулами:

$$(B_i)_\kappa = \frac{1}{\Delta\tau} + 0,5U\Delta\tau + \left(2 \sum_{j=1}^j k_j |q_j| \right), \quad (2.122)$$

$$(C_i)_\kappa = \left(\sum h_w \right)_\kappa + \left(\sum h_{in} \right)_\kappa + (h_{cm-i})_\kappa, \quad (2.123)$$

$$(q_{n-i})_\kappa = (q_{n-i})_{\kappa-1} + \frac{(h_i)_{\kappa-1} - (C_i)_\kappa}{(B_i)_\kappa}. \quad (2.124)$$

Наближення за виразом (2.121) сходяться добре. Діючий статичний напір знаходять за формулою:

$$h_{cm-i} = h_{cm-i-1} + 0,5(q_{n-i-1} + q_{n-i})U\Delta\tau. \quad (2.125)$$

Величини z_i і u_i повинні визначатися в залежності від значення h_{cm-i} . Статичний напір, виходячи з конструкції ВК, не може бути більше $h_{cm\ max}$, який відповідає відмітці переливу води в ВК, і менше $h_{cm\ min}$, який відповідає рівню води заповненому регулюючому басейні. З усіх можливих варіантів систем автоматичного регулювання (САР) оптимальною буде та, яка дозволить найбільш ефективно слідкувати за зміною водовідбору, тобто міняти подачу насосної станції, слідкуючи за змінами водовідбору і зберігаючи максимально можливим коефіцієнт корисної дії насосних агрегатів. При цьому автоматичне регулювання повинно забезпечувати стійку роботу насосної станції, попереджуючи можливість періодичних коливань рівня води в ВК при постійному водовідборі.

Кількість води, що переливається через гребінь ВК в процесі регулювання, повинно бути мінімальним. Аналіз декількох варіантів САР показав, що найбільш ефективною є наступна схема регулювання.

При піднятті рівня до $h_{cm\ max}$ подається імпульс на вимикання одного робочого насоса, яке починається з закриття засувки на напірній лінії насоса. Закриття починається через період часу $T_{зан}$ після отримання сигналу на вимикання насоса, причому $z_i = z_{i-1} - 1$.

Аналогічно, при пониженні рівня до $h_{cm\ min}$, подається імпульс на включення насосного агрегату, яке відбувається через період часу $T_{зан}$, після чого відкривається засувка на напірній лінії насоса, причому $z_i = z_{i-1} + 1$. Таким чином змінюється число працюю-

чих насосів від нуля до максимального значення.

Зміна v_i повинно проходити плавно і лінійно в проміжку значень статичного напору від $h_{cm \max}$ до $h_{cm \min}$, при цьому v_i змінюється відповідно від v_{\min} до v_{\max} . Залежність $v_i=f(h_{cm})$ приймає в даному випадку наступний вигляд

$$v_i = v_{\min} + \frac{v_{\max} - v_{\min}}{h_{cm \max} - h_{cm \min}} (h_{cm \max} - h_{cm \cdot i}). \quad (2.126)$$

Використання викладеної методики розрахунків передбачає відомими зміни за часом величини водовідбору в кожному розподільчому трубопроводі q_{pj} і гідравлічні характеристики всіх ділянок магістрального водовода k_j і θ_j . Це створює деякі труднощі, тому що ускладнює задачу. Для спрощення розрахунків можна використати наближені залежності. Сумарні гідравлічні втрати в магістральному водоводі зрошувальній системі допустимо визначати в залежності від сумарного водовідбору [102; 229] за такою формулою

$$\Sigma h_w = \sigma q_n^2 \Sigma k_j. \quad (2.127)$$

Коефіцієнт σ визначається за попередніми розрахунками втрат напору для повної розрахункової схеми водовідбору і виражається емпіричною залежністю виду

$$\sigma = \sigma_o - K_\sigma \beta_\sigma, \quad (2.128)$$

де $\beta_\sigma = \Sigma q_p / q_n$ і коефіцієнти σ_o і K_σ добираються методом найменших квадратів.

Залежності (2.127) і (2.128) складають для всіх розрахункових періодів, в яких Σq_p виражається формулою (2.106).

Для характеристики інерційного напору в системі пропонується залежність виду

$$\Sigma h_{in} = \frac{q_{n \cdot i}}{\Delta \tau} - II \frac{\Delta \Sigma q_{p \cdot i}}{\Delta \tau}, \quad (2.129)$$

де

$$\Delta q_{n \cdot i} = q_{n \cdot i}, \quad (2.130)$$

$$\Delta \Sigma q_{p \cdot i} = \Sigma q_{p \cdot i} - \Sigma q_{p \cdot i-1}. \quad (2.131)$$

Коефіцієнт II також підбирається за результатами попередніх

розрахунків для даної схеми водовідбору. Дроселювання поперечного перерізу напірного трубопроводу при пуску і зупинці насоса враховується за відомими залежностями [256; 520]. За розглянутою спрощеною методикою розроблена програма розрахунків на ЕВМ. Проведемо аналіз результатів розрахунку двох коливальних процесів в водопровідному тракті Кіровоградської приміської зрошувальної системи.

Насосна станція цієї системи розрахована на максимальну подачу $Q = 0,6 \text{ м}^3/\text{с}$. Необхідна подача забезпечується п'ятьма робочими насосами марки ЦН 400-105 (3В 200 x 2) с діаметром робочого колеса $D_{p\kappa} = 445 \text{ мм}$, частотою обертання $n_n = 1450 \text{ об/хв.}$, які обладнані електродвигунами А-103-4М потужністю $N = 200 \text{ кВт}$. Один з агрегатів запроєктований з індукторною муфтою ковзання типу ІМС-160, діапазон регулювання якої 1450...1000 об/хв. Напірний трубопровід до ПК 39 передбачено з двох ниток сталевих труб $d_{mp} = 478 \text{ мм}$, рис 2.18.

На ПК-39 обидві нитки переходять в кільцевий азбестоцементний трубопровід $d_{mp} = 456 \text{ мм}$, який з'єднаний з регулюючим басейном через сталеву водонапірну колону висотою 9 м і діаметром $d_{кол} = 530 \text{ мм}$. Відмітка рівня води у ВК, яка відповідає переливу – 185 м. Корисна ємність басейну 5000 м^3 . Басейн має аварійний скид для живлення нижніх ділянок зрошувальної системи і приєднується до напірного трубопроводу через зворотний клапан. При нормальному відборі з мережі рівень води встановлюється на 0,5...1,0 м нижче верха ВК. Для контролю рівня води в ВК і подачі командних імпульсів використовується датчик ДСУ-1М.

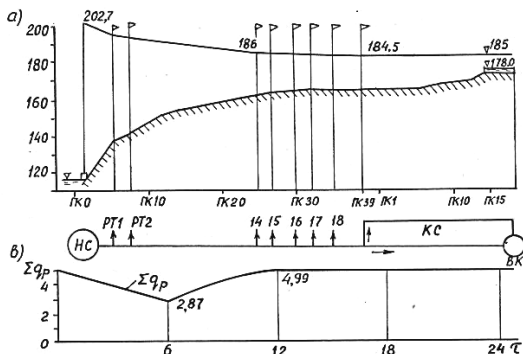


Рис. 2.18 Профіль напірного трубопроводу Кіровоградської

приміської зрошувальної системи

Мінімальний рівень води в ВК прийнятий на 5 м нижче її верха, що відповідає відмітці 181 м. Відмітка нижнього б'єфу 116,3 м.

Зниження обертів насосного агрегату з ІМК-160 доцільно виконувати не більше ніж на 25%, тому що більше зниження не забезпечує необхідного напору насоса. Характеристика насоса прийнята за даними каталогу [98; 102]. За базові значення змінних прийняті параметри насоса при максимальному коефіцієнті корисної дії $\eta = 0,76$: а саме $n_n = 1450$ об/хв.; $H_n = 104$ м; $Q_n = 0,12$ м³/с. Стала часу трубопроводу $T_r = 10$ с. Таким же прийнятий розрахунковий інтервал часу $\Delta t = T_r = 10$ с, і тоді $\Delta \tau = 1$. Для водонапірної колони: $U = 0,0637$; $h_{cm \max} = 0,66$; $h_{cm \min} = 0,61$; $h_{cm \text{ зр}} = 0,58$.

Період закриття повністю відкритої засувки на напірній лінії насоса прийнято рівним 60 с, тобто $\tau_{зак} = \tau_{від} = 6$, величина v_i плавно змінюється від $v_{\max} = 1$ до $v_{\min} = 0,76$ за залежністю (2.123) або $v_i = 0,76 + 4,8 (0,66 + h_{cm \ i})$. Початкові умови коливального процесу у відносних величинах: $\tau_o = 0$; $z_o = 3$; $v_o = 1$; $h_o = 0,833$; $h_{cmo} = 0,655$; $q_{no} = 5,0$; $q_{zo} = 1,25$; $q_{\phi o} = 0$. Вихідні дані за емпіричними залежностями наведені в табл. 2.3.

Точність наближень за формулою (2.118) становить $\xi = 0,001$. 0,001. Умови регулювання відрізняються тим, що в першому випадку час запізнення, $\tau_{зан} = 0$, а в другому – $\tau_{зан} = 6$. Результати розрахунків приведені на рис. 2.19 і рис. 2.20.

Як показують графіки, в першому випадку регулювання подачі насосної станції нестійке. При постійному водовідборі з системи відбуваються періодичне наповнення і спорожнення ВК і відповідні періодичні вимикання і вмикання робочого агрегату з періодом 80 с. Введенням часу запізнення $\tau_{зан} = 6$ робить систему регулювання стійкою, рис. 2.20. Після перевірки стійкості роботи розглядуваної САР для інших схем і графіків водовідбору вона була рекомендована для запровадження на Кіровоградський приміський зрошувальній системі.

Таблиця 2.3

Коефіцієнти емпіричних залежностей

Позначення величин	Періоди часу		
	від 0 до 6	від 6 до 12	Від 12 до 60
$(\Sigma q_p)_{\text{поч.}}$	5	2,88	4,99
C_q	-0,354	0,408	0
Ψ_q	1	0,92	1
$\tau_{\text{поч}}$	0	6	12
$\tau_{\text{кін}}$	6	12	60
σ_o	0,69	0,82	0,82
K_σ	-0,365	-0,365	-0,365
I	-0,655	-0,450	-0,450
h_ϕ	1,29	1,29	1,29
s_ϕ	-0,293	-0,293	-0,293

За попередніми розрахунками САР і пов'язані з нею додаткові затрати окупляться на протязі першого року експлуатації.

Виконана робота дозволяє рекомендувати розроблені методи розрахунку коливальних процесів в закритих зрошувальних системах для вибору і розрахунку систем автоматичного регулювання роботи насосних станцій, які обладнані насосними агрегатами з індукторними муфтами ковзання або тиристорними перетворювачами частоти, якщо на закритій мережі встановлюються водонапірні колони.

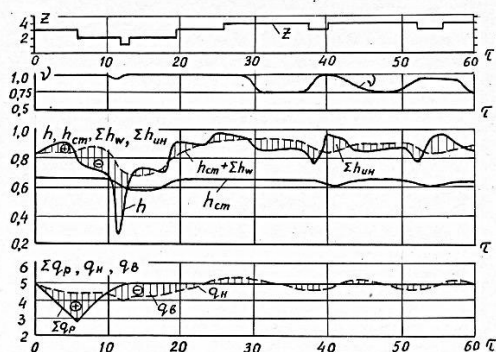


Рис. 2.19. Графіки коливального процесу в водоводі Кіровоградської зрошувальної системи при $\tau_{zan} = 0$

насоси. Магістральні і розподільчі трубопроводи виконуються з азбестоцементних труб. Надлишкова вода з останнього стояка відводиться у скидний канал. Водовипуски з розподільчих трубопроводів (ОТ) працюють за принципом автоматичних регуляторів нижнього б'єфу. Таким чином, каскадна водоподача є повністю автоматизованою як за подачею, так і за розподілом води.

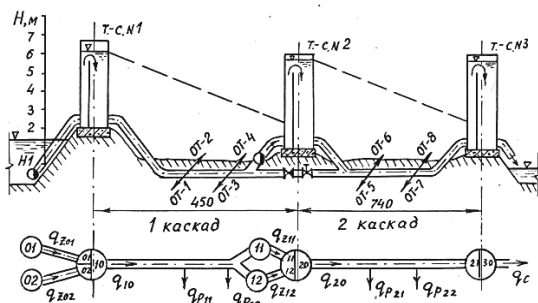


Рис. 2.21. Схема автоматизованої каскадної водоподачі

Для аналізу характеру роботи описаної водоподачі пропонується наступна методика розрахунків коливальних перехідних процесів. Застосовуючи детермінований підхід до вирішення задачі, припускаємо відомим графік водоспоживання з розподільчих трубопроводів і припускаємо, що неусталений рух рідини в розподільчих трубопроводах не впливає на коливальний перехідний процес в магістральних трубопроводах. У зв'язку з відсутністю надійних даних про фактичні графіки водовідбору, рішення конкретних задач проводиться за найбільш характерними їх типами, що дозволяє виявити особливості автоматичного регулювання. До таких графіків відносяться ступінчасті, монотонно змінні, синусоїдальні і їх комбінації.

Питання стійкості системи автоматичного регулювання стосовно розглядуваної схеми каскадної водоподачі розглядатися не можуть, тому що в структурі системи відсутні стабілізуючі ланки. В даному випадку система автоматизованої каскадної водоподачі буде завідомо нестійкою, тобто при наявності якогонебудь постійного водовідбору будуть проходити періодичні вмикання і вимкання насосного агрегату, що супроводжується

коливальними процесами в водопровідних трактах системи. Задачею розрахунків в такому випадку є визначення числа вмикань і вимикань електронасосів при прийнятих технічних параметрах і заданому водовідборі. Для надійної роботи водоподачі розрахункове число вмикань – вимикань електронасосів не повинно перевищувати допустиме значення, яке встановлюється заводом-виробником електродвигунів.

Математична модель перехідного процесу в каскадній водоподачі описується наступною сукупністю розрахункових залежностей [106].

Для насосної установки без вузлового відбору з напірного трубопроводу використовується рівняння (1.15), в якому відносний напір насоса позначений h_z .

При наявності вузлових відборів для опису неусталеного руху води в магістральному трубопроводі використовується система залежностей (2.109)-(2.114), в яких напір насоса також позначається h_z . Втрати напору і інерційний напір визначається за наближеними залежностями (2.127) і (2.129).

Аналітичний вираз для напірної характеристики насоса можна представити у вигляді

$$h_z = h_\phi - s_\phi q_z^2, \quad (2.132)$$

де q_z = подача насоса.

Зміна рівня води в стояку описується диференціальним рівнянням

$$\frac{dh}{d\tau} = U (\Sigma q_z - \Sigma q). \quad (2.133)$$

де коефіцієнт U визначається за формулою (2.116).

Рівняння балансу витрат для ділянки магістрального водоводу між стояками, тобто для будь-якого каскаду, записується так

$$q = q_p + q_z. \quad (2.134)$$

Цей вираз відображує той факт, що витрата на початку ділянки магістрального водоводу повинна бути рівною сумі водовідборів зданого каскаду і витраті насоса наступного каскаду.

У зв'язку з нетривалістю перехідного процесу при пуску насосного агрегату можна наближено приймати, що за розрахунковий інтервал часу $\Delta\tau$ продуктивність насоса після моменту

пуску змінюється лінійно від нуля до значення q_z , яке відповідає сумісній роботі насосів і водоводів.

Більш складний процес виникає при зупинці насосу [405]. Для з'ясування впливу роботи насоса зворотній течії води постійним коефіцієнтом k_{pT} , який визначається для турбінного розгінного режиму за параметрами цього режиму h_{pT} і q_{pT} , а саме

$$k_{pT} = \frac{h_{pT}}{q_{pT}^2}. \quad (2.135)$$

Такий підхід не дозволяє прослідкувати з достатньою точністю динаміку перехідного процесу, проте дає можливість врахувати вплив спорожнення приймальних частин стояків на автоматичне регулювання каскадної водоподачі.

Датчики для вмикання і вимикання насосів можна встановити в напірних частинах стояків, де рівень води змінний і пов'язаний з режимом водовідбору на даному каскаді. Імпульси на вмикання або вимикання насоса датчик рівня повинен подавати насосу попереднього каскаду, тим самим буде здійснюватися зворотній зв'язок, який необхідний для здійснення автоматичного регулювання. Якщо рівень води в напірній частині стояка перевищить розрахункову відмітку, яка відповідає статичному напору $h_{cm \max}$, датчик повинен дати імпульс на вимикання насоса; при пониженні рівня води нижче відмітки, яка відповідає $h_{cm \min}$, другий датчик повинен дати імпульс на вмикання насосу. З кожним насосом повинна бути зв'язана аналогічна пара датчиків. Об'єм між розрахунковими рівнями $h_{cm \max}$ і $h_{cm \min}$ є регулюючою ємністю і визначає, в деякій мірі, частоту вмикання насосів.

За викладеною методикою була складена програма розрахунку на ЕВМ і виконані розрахунки коливальних процесів в трикаскадній водоподачі з насосами О5-47П, які мають подачу 2265 м³/год при напорі 5 м. Результати одного з розрахунків приведені на рис. 2.22.

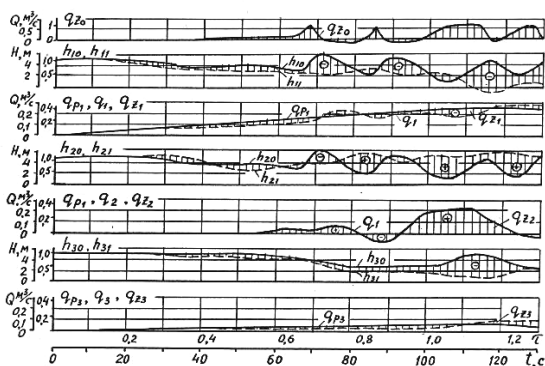


Рис. 2.22. Графіки коливального процесу в трикаскадній водоподачі

Як показують графіки насос О5-47М нулевого каскаду вмикається в середньому через $\tau_n = 0,27$, тобто $t_n = \tau_n T_r = 0,27 \cdot 113 = 30,5$ с. Такий же насос першого каскаду вмикається в середньому через 40 с. За вимогою заводу-виробника занурених насосів м. Кишинів допустиме число пусків насосу на протязі однієї години повинно бути не більше трьох з інтервалом не менше 15 хвилин. Отже в розглядуваній водоподачі число пусків в багато разів перевищує допустиме значення і це може призвести до виходу обладнання з ладу. Крім того, в розглянутій водоподачі є і інші недоліки, наприклад один всмоктувальний водовід для двох насосів, що може призвести до зриву роботи насоса при пусках і зупинках паралельно працюючого насоса, наявність довгого всмоктувального трубопроводу, що призводить до появи недопустимо великого вакууму при пусках ($\tau = 1,04$); можливість переливу води через гребінь у другому стояку ($\tau = 0,86$).

Стабілізуючою ланкою каскадної водоподачі може бути, наприклад, пристрій, який дозволяє плавно змінювати напірну характеристику насоса або характеристики трубопроводу. В першому випадку звичайно використовують ІМК або тиристорні перетворювачі частоти, проте для занурених насосів це складно застосувати. У другому випадку пропонується використовувати звичайний занурений насосний агрегат, який подає воду у трубу стояк без перегородок через сифонний водовипуск з клапаном зриву вакууму. Така комбінація створює регулюючу ланку в си-

стемі регулювання і має ряд переваг, тому що дозволяє насоси подавати воду не на рівень переливу води через перегородку, а на таку висоту, яка відповідає усталеному водовідбору [416].

З урахуванням останнього положення був запроєктований варіант каскадної водоподачі, який зображений на рис. 2.23. В пропонуваному варіанті каскадної водоподачі отриманню стійкої роботи сприяє і марка насоса О5-29,5П ($n=1450$ об/хв; $\theta=-5,5^\circ$). Подача прийнятого насоса в незначній степені перевищує потрібну витрату при мінімальних рівнях води в стояку і зменшується при підвищенні рівня води в ньому. Кожний сифонний водовипуск обладнується гідромеханічним клапаном зриву вакууму [416] для попередження зворотної течії води із стояка в нижній каскад або в джерело водозабору у випадку вимикання насоса.

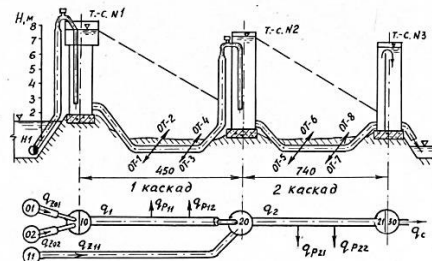


Рис. 2.23. Триступінчаста каскадна водоподача з осьовим зануреним насосом О5-29,5П, двома насосами О6-15 і сифонними водовипусками

У джерела водозабору розташовані ще два насоса марки О6-15, один з яких за трубопроводом діаметром 300 мм транзитом подає воду в стояк другого каскаду. Результати одного з розрахунків роботи удосконаленої водоподачі приведені на рис. 2.24.

Аналіз результатів розрахунків показує, що в покращений водоподачі отримуються порівняльно стійкі режими роботи насосів при різних схемах водовідбору. Вмикання і вимикання насосів потрібне тільки при перехідних процесах від одного стійкого режиму роботи до другого. Ці процеси в пропонуваній водоподачі носять плавний коливальний характер і не є небезпечними для гідроавтоматів, які розташовані на розподільчих трубопро-

водах.

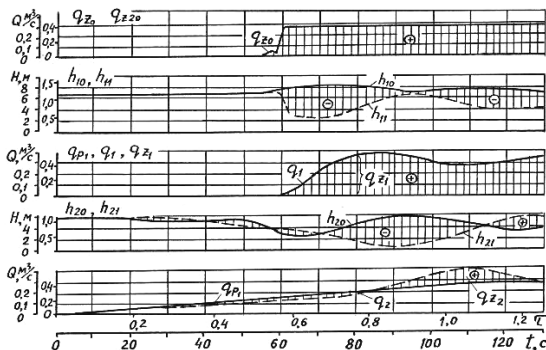


Рис. 2.24. Графіки коливального процесу в триступінчастій каскадній водоподачі

Таким чином, проведена робота дає можливість використувати отриману математичну модель при проектуванні автоматизованих водоподач з осьовими зануреними насосами і добиватися всебічного вдосконалення їх конструкції.

2.11. Особливості роботи гідравлічного клапана зриву вакууму сифонного водовипуску

Водовипускні споруди, які будуються в кінці напірних трубопроводів насосних станцій для з'єднання їх з каналами або напірними басейнами, повинні забезпечити [348; 351; 416]: плавне спряження потоку води, що виходить з трубопроводу, з потоком води в каналі з мінімальними гідравлічними втратами напору; міцність, стійкість і нерозривність споруд; від'єднання напірних трубопроводів і попередження зворотної течії води з каналу при зупинці насосів; впуск повітря в трубопровід для попередження утворення в ньому значного вакууму при його спорожненні; поділ потоку при його подачі в два канали і більше.

В період експлуатації сифонних водовипусків насосних станцій встановлено, що найбільш ненадійними елементами споруд є клапани зриву вакууму. Здатність насосної станції подавати воду і при розряджених сифонах призводить до того, що

деякі насосні станції взагалі не обладнані клапанами зриву вакууму, а частина станцій працює з несправними клапанами, тобто з постійно відкритими клапанами. В цьому випадку горловина сифона постійно сполучається з атмосферою, а споруда перетворюється в водовипуск-водозлив, в результаті підвищується висота підйому води і виникає перевитрата електричної енергії. Зайва висота підйому води дорівнює при цьому перевищенню гребеня сифона над рівнем води в відвідному каналі і до цього додається глибина води на гребені сифона, яка наближено дорівнює критичній глибині [416, с. 238].

$$h_{кр} \approx 0,8d_{горл}. \quad (2.136)$$

Основні вимоги до клапанів зриву вакууму:

1. Конструкція і розмір клапана повинні забезпечити випуск повітря з сифона при заповненні напірного трубопроводу (при цьому не повинно бути проривання повітря через занурений вихідний отвір низхідної гілки сифона).

2. Конструкція і розмір клапана повинні забезпечити впуск повітря в сифон для зриву вакууму при зупинці насоса і для компенсації об'єму води, яка скидається через насоси; бажано, щоб зрив вакууму відбувався в момент відключення двигунів основних насосів, тобто до утворення зворотної течії води.

3. Клапан повинен надійно спрацювати і відкриватися автоматично.

4. Тривалість спрацювання клапана (при пуску насоса) від моменту встановлення на гребені сифона критичної глибини до закриття клапана повинна бути мінімальною (до 5 с), особливо при пуску осьових насосів.

5. Клапан в закритому положенні повинен бути герметичним і не допускати підсмоктування повітря в сифон.

Клапан зриву вакууму на сифоні встановлюється також і в тих випадках, якщо в будівлі станції на напірних комунікаціях насосів встановлені зворотні клапани, які призначені попередити зворотний потік води через насоси при їх зупинці. Клапан зриву вакууму повинен попередити зворотний потік води з басейна водовипуску в аварійній ситуації, наприклад, при розриванні напірного трубопроводу. В залежності від амплітуди коливань рівнів води в водоприймачі (басейні водовипуску) і шви-

дкості води в горловому перерізі сифона застосовують гідравлічні, гідромеханічні і механічні клапани з електроприводом.

Гідравлічний клапан зливу вакууму – це гідравлічний затвор, в якому використовують гідродинамічний ефект потоку води, який протікає в сифоні.

В гідромеханічних і механічних клапанах запірним пристроєм слугує диск спеціальної форми, для відкриття і закриття якого використовують або швидкісний напір в горловині сифона, або незалежний привод.

Гідравлічний клапан типу аераційної труби можна застосовувати при невеликих (до 0,3 м) коливаннях рівнів води у відвідному каналі та числі насосів, які працюють на напірний трубопровід, не більше двох. Аераційну трубу встановлюють так, щоб її устя (в місці приєднання до трубопроводу) було нижче п'єзометричної лінії (при мінімальному рівні води в каналі) на $3 v^2/2g$, але не менше ніж на 5 см. Іноді аераційні труби є дублюючим пристроєм в парі з клапанами зливу вакууму інших типів. При заповненні напірного трубопроводу водою випуск повітря відбувається через аераційну трубу.

Гідравлічні клапани зливу вакууму (рис. 2.25) використовують при амплітуді коливань рівнів до 1,2 м, а при більших швидкостях потоку в горловині сифону навіть до 1,8 м [276; 349; 351; 398].

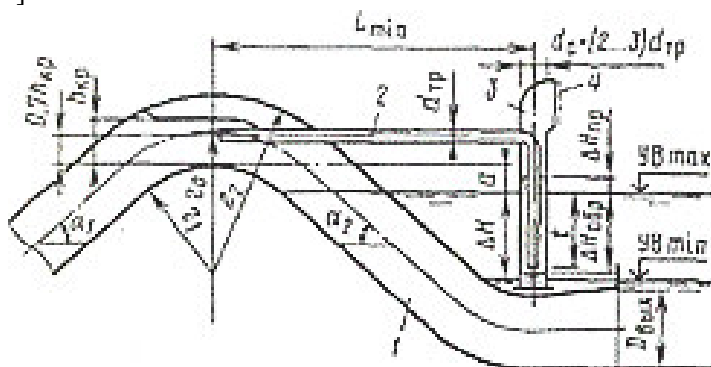


Рис. 2.25. Схема гідравлічного клапана зливу вакууму (конструкція Укргіпротводгоспа): 1 – проточна частина сифона; 2 – швидкісна трубка; 3 – стакан; 4 – запобіжна решітка

Існуючи типи водовипускних споруд мають ряд недоліків: вимога надійної герметичності; висока металоємність, порівняльно великі втрати напору; необхідність встановлення клапанів зриву вакууму, що мають невисоку степінь надійності; жорсткі вимоги до коливань рівнів води в каналі; ускладнення з зарядкою сифона і ін. Ефективність роботи сифонного водовипуску повинна забезпечуватися стійким вакуумом і винесенням потоком повітря з сифона при зарядці. Втрати напору в сифонних водовипусках при роботі їх повним перерізом досягають 0,2...1 м, що є суттєвим для насосів з напором 5...16 м [242].

При пусках насосів на спорожнений трубопровід і недостатній площі отворів для виходу повітря воно великими об'ємами виходить з-під шелиги сифона в верхній б'єф, викликаючи коливання тиску, що досягає 20...25% від номінального значення. Ці коливання тиску викликають вібрацію насосного агрегату, напірного трубопроводу і всієї споруди [20; 242].

У випадку неспрацювання (відмови) клапана зриву вакууму сифонного водовипуску при вимиканні електродвигуна насосний агрегат розкручується в зворотну сторону з розгінною частотою обертання, що досягає 140...160% від номінального значення [212]. Таким чином, наявність сифонного водовипуску з ненадійним клапаном зриву вакууму суттєво ускладнює перебіг перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках.

Найбільша кількість ускладнень виникає із-за недостатньої пропускної здатності швидкісних (повітряних) трубок, які відсмоктують воду зі стаканів при зворотному русі води після втрати привода насосами. В процесі впровадження сифонних водовипусків з клапанами зриву вакууму рекомендації щодо площі поперечного перерізу швидкісних трубок по відношенню до площі горлового перерізу сифона поступово зростали наступним чином: 0,5...0,7% [351]; 1,0...1,5% [24; 349]; 1,5...2,0% і уточнення згідно формул [416]; 5,0...6,0% [383]. Проте, як показала практика, навіть найбільша рекомендована площа швидкісної трубки не забезпечує її розрахункову пропускну здатність. Хоча, як стверджується в [276; 383], негерметичність в облицюванні сифона загальним перерізом 0,02...0,03% від площі горлового перерізу повністю порушує вакуум в сифоні при експлуатаційних умовах роботи.

Пояснення цьому протиріччю будемо шукати, виконуючи експериментальні дослідження. Моделюванню підлягає сифонний водовипуск, рис. 2.26, насосної станції, на якій встановлено 9 насосних агрегатів марки 2000В 16/63-А1-3 з $n=250$ об/хв при $n_s=170$ об/хв, що працюють на три пари напірних трубопроводів діаметром 2,4 м і довжиною 3050 м кожний.

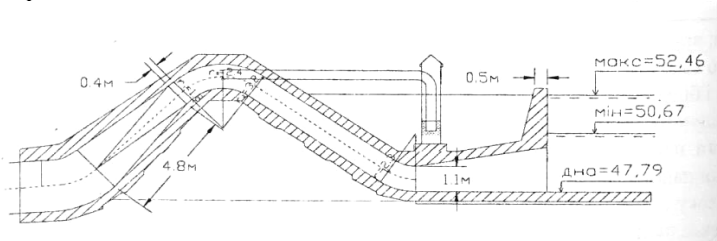


Рис. 2.26. Сифонний водовипуск с клапаном зриву вакууму (вихідний варіант)

Сифони трубопроводів обладнані гідравлічні клапанами зриву вакууму з діаметром швидкісної трубки $d_{mp} = 600$ мм і діаметром стакана $d_{cm} = 1200$ мм.

Розрахункова зворотна розгінна витрата насоса становить $Q_{36}=0,9 Q_0=0,9 \cdot 13=11,7$ м³/с. Це підтверджують результати розрахунків перехідних процесів, що виникають в разі втрати приводу насосами і відмові дискових затворів, які наведені на рис. 2.27, для двох значень зворотних витрат води крізь насос $Q_{361}=0$ і $Q_{362}=0,7 Q_0=9,1$ м³/с. Розрахунки виконано за методикою [405].

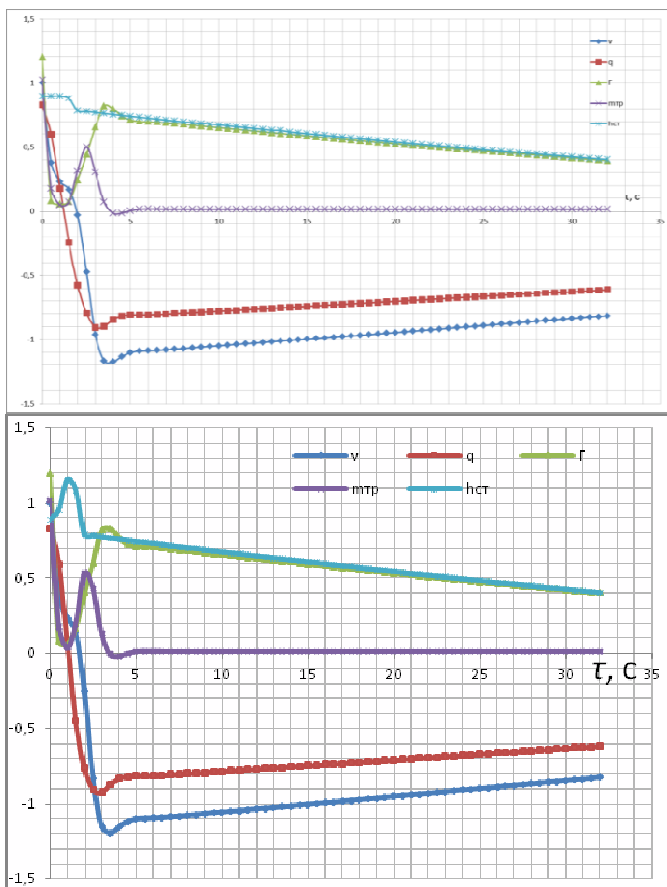


Рис. 2.27. Графіки перехідних гідромеханічних процесів в насосній установці з насосами 2000В 16/6,3 при їх аварійній зупинці. Зверху – при $Q_{361} = 0$ і знизу - при $Q_{362} = 0,7Q_6 = 9,1 \text{ м}^3/\text{с}$

Схема експериментальної установки наведена на рис. 2.28, а зовнішній вид її показаний на рис. 2.29. Установка включає вакуумний бак, лічильник газу (повітря), відділювач повітря, експериментальну ділянку швидкісної трубки, стакан, зворотні п'єзметри. Вакуум в системі підтримувався вакуумним насосом типу РМК або струминним насосом. Величина вакууму в вакуумній ємності вимірювався вакуумметром.

Діаметр швидкісної трубки прийнято 50 мм, тому лінійний масштаб моделювання становить $\alpha_L=600/50=12$. При моделюванні за числом Фруда $Fr=v^2/(gl)$ масштаб моделювання напору H або вакууму V становить $\alpha_H=\alpha_V=\alpha_L$. Тому вакуум на моделі, який відповідає початку переливу води в зворотному напрямі через гребінь сифона в натурі при $V_n=0,2$ м, становить $V_m=V_n/\alpha_L=0,2/12=0,0166\text{м}=16,6\text{ мм}$.

При проведенні дослідів значення вакууму в різних точках швидкісної трубки вимірювалися зворотними п'єзометрами, а витрата повітря – роторним лічильником газу, який фактично є об'ємним дозатором.

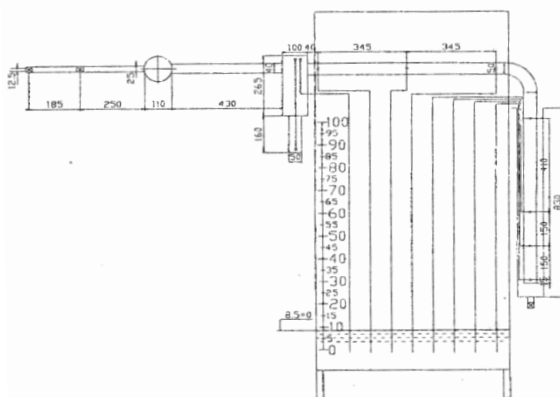


Рис. 2.28. Схема експериментальної установки

Значення витрати повітря змінювалося в залежності від ступеня відкриття шарового крана, що був встановлений після газового лічильника[124].



Рис. 2.29. Зовнішній вигляд експериментальної установки

Режими роботи швидкісної трубки відслідковувалися візуально завдяки прозорій конструкції стакану і швидкісної трубки.

Як показали досліди при зворотному русі води в сифоні і спорожненні стакану у швидкісній трубці завжди спостерігається залишок частини води, крізь який проходить (барботує) повітря, і це явище призводить до значного зниження пропускної здатності швидкісної трубки. З метою зменшення впливу залишкового об'єму води на пропускну здатність швидкісної трубки були проведені досліди з іншими їх параметрами, рис. 2.30.

На рис. 2.30, *а* для порівняння показана вихідна конструкція швидкісної трубки, а на рис. 2.30, *б* приведений варіант подвійної трубки. Для з'ясування впливу масштабного ефекту досліджувалася трубка з діаметром 14 мм, рис. 2.30, *в*. Останній варіант – швидкісна трубка діаметром 50 мм з гвинтовою вставкою на вході, рис. 2.30, *г*.

Не один з зазначених способів не дав позитивних результатів. Відсмоктування води зі стакану носило нестабільний барботажний характер.

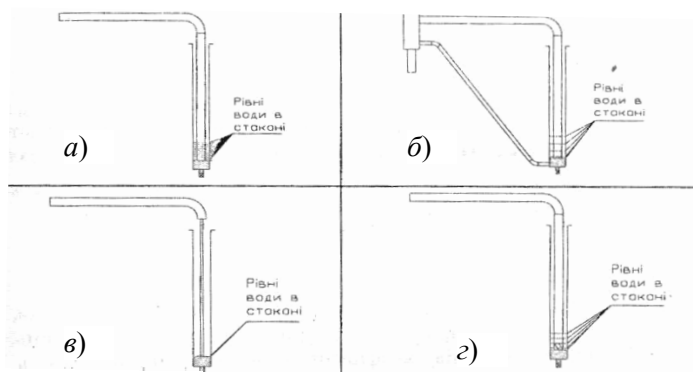


Рис. 2.30. Схеми швидкісних трубок клапана зливу вакууму сифонного водовипуску з різними параметрами

Для узагальнення результатів дослідів використовувалася залежність [416, с. 237] для визначення пропускної здатності швидкісної трубки ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$Q = \varepsilon \mu f \sqrt{2gh \frac{\rho}{\rho_n}}, \quad (2.137)$$

де ε – умовний коефіцієнт стиснення потоку повітря динамічною водяною перетинкою в швидкісній трубці; μ – коефіцієнт витрати повітря, прийнято $\mu = 0,6$; f – площа внутрішнього перетину повітряної трубки, м^2 ; h – вакуум на виході з швидкісної трубки при відсмоктуванні води і повітря зі стакана, м вод. ст.; ρ , ρ_n – відповідно густина води і повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$, $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_n = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$.

З залежності (1) визначаємо

$$\varepsilon = \frac{Q}{\mu f \sqrt{2gh \frac{\rho}{\rho_n}}}. \quad (2.138)$$

Коефіцієнт стиснення ε суттєво залежить від об'єму (м^3) води V_3 , який залишається в швидкісній трубці при барботажному проходженні повітря крізь неї. Для узагальнення результатів досліджень розглядалася залежність $\varepsilon = f(\bar{V})$. В цій залежності позначено \bar{V} – відносний об'єм залишкової води, який ви-

значають за формулою

$$\bar{V} = \frac{V_3}{V_o},$$

де V_o – внутрішній об'єм вертикальної частини швидкісної трубки, м^3 . Результати дослідів наведені на графіках, рис. 2.31.

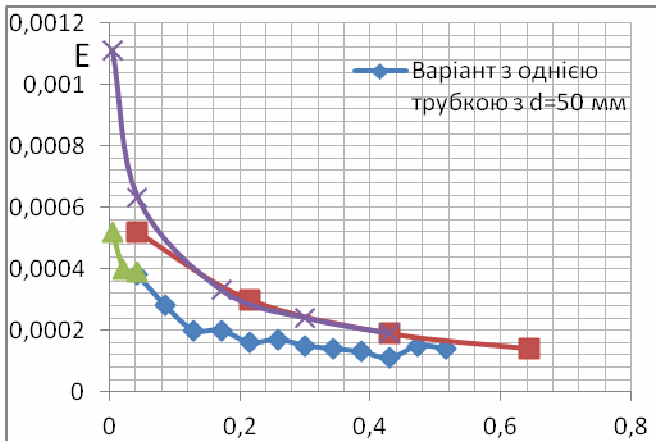


Рис 2.31. Результати дослідження пропускної здатності швидкісних трубок у вигляді залежності $\epsilon = f(\bar{V})$

Ці графіки показують, що для всіх виконаних дослідів коефіцієнт стиснення знаходиться в межах 0,00011...0,0011. Такий результат пояснює чому вертикальна швидкісна трубка не забезпечує розрахункову пропускну здатність при відсмоктуванні води з ізолюваного стакана.

Отримані результати вимагають докорінно змінити конструкцію клапана зриву вакууму. На наш погляд найбільш прийнятним в даних умовах буде клапан зриву вакууму за а.с. № 1109492 СССР МКИ Е 02 В 7/18, запропонований для осушувальних насосних станцій [136], рис. 2.32.

Єдиною відмінністю запропонованого клапана є відсутність перфорації на швидкісних трубках, яка використовувалася для регулювання подачі насоса, що в даному випадку не потрібно. Цей клапан працює наступним чином. При пусках насоса стояк клапана заповнюється водою, а повітря з сифона виходить крізь

другу швидкісну трубку в стакані, який заповнюється з затримкою.

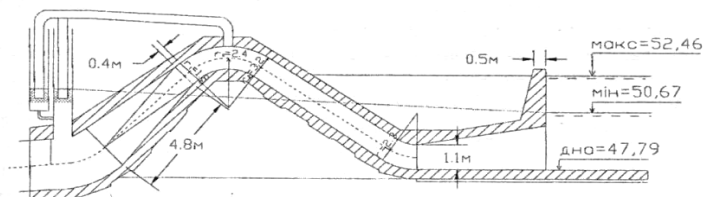


Рис. 2.32. Гідравлічний клапан зриву вакууму сифонного водовипуску зі стояком і стаканом на висхідній гілці сифона

Тривалість затримки регулюється розрахунковим поперечним перерізом з'єднувальної трубки. Для розглядуваного сифонного водовипуску і прийнятого клапана зриву вакууму діаметр з'єднувальної трубки становить 40 мм при діаметрах швидкісних трубок 600 мм і діаметрах стояка і стакана 1200 мм.

При зупинці насоса зрив вакууму відбувається частково швидкісними трубками, враховуючі наявність барботажного режиму проходження повітря, а остаточно крізь стояк, після спорожнення висхідної гілки сифона. Така конструкція забезпечує надійну і стабільну роботу клапана зриву вакууму.

Висновки

При застосуванні гідравлічних клапанів зриву вакууму для сифонних водовипусків насосних станцій необхідно враховувати, що при відсмоктуванні води зі стакана швидкісною трубкою утворюється запирання трубки динамічно нестабільною водяною перетинкою з барботажним проходженням повітря. Пропускна здатність швидкісної трубки при цьому різко знижується, що характеризується коефіцієнтом стиснення, який знаходиться в межах $\varepsilon = 0,00011 \dots 0,00099$. Тому конструкція гідравлічних клапанів зриву вакууму для сифонних водовипусків повинна виключати тривалу роботу швидкісної трубки з барботажним режимом пропуску повітря.

Продовжимо більш детальний аналіз роботи гідравлічного клапана зриву вакууму сифонного водовипуску зі стояком і стаканом на висхідній гілці сифона, рис. 2.32 [136; 204].

Режим пуску

В цьому режимі, рис. 2.33, *а*, заповнюється водою трубопровід 2, з'єднувальна трубка 3 і стояк 7. Із-за малого перерізу з'єднувальної трубки 3 стояк 7 заповнюється швидко, а стакан 4 повільно. Тому вода в стакані 4 за період заповнення водою трубопроводу не встигає затопити додаткову трубку 5 і повітря з сифона 9 без перешкод витісняється через повітряну лінію 8 і додаткову трубку 5 в стакан 4, а з нього в атмосферу.

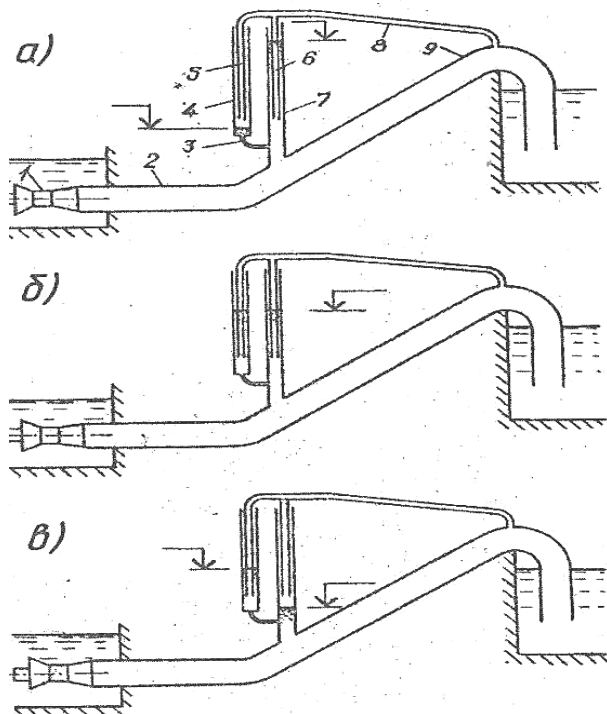


Рис. 2.33. Схеми роботи гідралічного клапана зливу вакууму

Із-за втрат напору в трубках 5 і 8 при витісненні повітря з порожнини сифона п'єзометричний рівень води в стояку знаходиться значно вище гребеня сифона. Тому верх стояка 7 призначають вище відмітки капора (верха) сифона 9, рис. 2.33, *а*.

Після заповнення трубопроводу 2 починається переливання води через гребінь сифона, на якому встановлюється критична глибина і відбувається течія потоку з великою швидкістю.

Режим запирання повітряної трубки в стакані

Після заповнення стакана 4 до рівня низу повітряної трубки починається процес її запирання. Спочатку спостерігається підсмоктування в трубку невеликої кількості води і створення барботажного режиму течії. В міру підвищення вакууму в сифоні і подальшому заповненні стакана водою барботажний режим підсилюється.

Зростання вакууму в сифоні забезпечується за рахунок аерації потоку гідравлічним стрибком, який виникає в низхідній гілці сифона. Підсмоктування повітря в сифон через барботуючий режим в повітряній трубці уповільнює зростання вакууму в сифоні. Тільки при достатньо високому піднятті рівня води в стакані 4, якщо це станеться, повітряна трубка запирається, рівні води стакані і в стояку вирівнюються і починається режим заряджання сифона, рис. 2.33, б.

Весь процес запирання повітряної трубки не повинен перевищувати 5 секунд. Якщо процес запирання повітряної трубки затягнеться, це призведе до перевитрати електроенергії на непродуктивну роботу основного насоса станції.

Режим заряджання сифона

Тривалість процесу заряджання сифона залежить від багатьох факторів: подачі насоса, яка повинна бути більше зарядкової подачі; діаметра трубопроводу; кута нахилу низхідної гілки сифона і ін.

Зростання вакууму в сифоні забезпечується за рахунок аерації потоку гідравлічним стрибком, який виникає в низхідній гілці сифона.

Після підтоплення гідравлічного стрибка і переходу потоку на гребені сифона у спокійний режим залишки повітря захоплюються потоком і виносяться в басейн сифонного водовипуску через вихідний дифузор, (явище «вибулькування» повітря).

В кінці процесу заряджання вакуум в сифоні досягає максимального значення, переріз горловини сифона заповнюється водою, гідравлічний опір сифона падає, а подача насоса різко зростає.

Робочий режим насоса

Зарядження сифона переводить насос в робочий режим роботи. В цьому режимі насос подає воду на рівень води в відповідному каналі, тобто геодезичний напір дорівнює різниці відмінок рівня води в напірному басейні і рівня води в джерелі водозабору – підвідному каналі насосної станції.

Зупинка насоса

Зупинка насоса відбувається як в умовах звичайної експлуатації, так і в аварійних ситуаціях – при втраті насосом приводу.

Після вимикання електродвигуна насоса знижується тиск в трубопроводі 2 і понижується рівень води в стояку 7 і стакані 4, причому швидше в стояку 7. Якщо рівень води в стояку 7 знизиться до рівня нижнього кінця повітряної трубки, почнеться засмоктування води у повітряну трубку і її барботажний режим роботи, при цьому пропускна здатність повітряної трубки значно знижується і це уповільнює злив вакууму у сифоні. Завдяки відтоку води зі стояка 7 повітряна трубка 6 звільнюється від води і відбувається злив вакууму у сифоні. При цьому відбувається розрив суцільності потоку у сифоні і вода з трубопроводу уходить в аванкамеру станції.

Повітряна трубка 5 у стакані 4 не пропускає повітря, тому що спорожнення стакана уповільнено при проходженні води з'єднувальною трубою малого діаметра, рис. 2.33, в.

Для розрахунку основних розмірів гідравлічного клапана зливу вакууму сифонного водовипуску необхідно попередньо розрахувати перехідні процеси в насосній установці при зупинці і пуску осьового насоса [20; 101; 242; 245; 319; 347; 405]. Максимальна зворотна витрата трубопроводу Q_{max} в подальшому використовується для визначення діаметра повітряної трубки клапана зливу вакууму. Максимальна подача при пуску насоса $Q_{n\ max}$ і подача насоса в кінці наповнення трубопроводу $Q_{нап}$ в подальшому використовуються для визначення діаметра повітряної трубки клапана зливу вакууму і діаметра з'єднувальної трубки.

Запирання повітряної трубки стакана

Процес запирання повітряної трубки стакана потребує проведення експериментальних досліджень. Випробування прозорі моделі стакана з повітряною трубою проводилося на установці,

яка показана на рис. 2.28, [124]. При проведенні дослідів наповнення стакана через з'єднувальну трубку було замінено доливанням води через верхній кільцевий отвір в стакані. Схема засмоктування повітря на початку розвитку барботажного режиму показано на рис. 2.34.

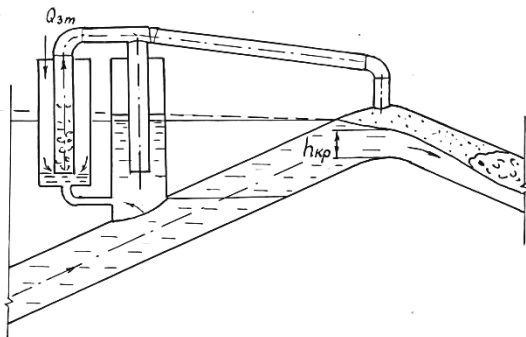


Рис. 2.34. Схема барботажного режиму в повітряній трубці стакана

Як засвідчують досліди, при наближенні рівня води до нижнього обрізу повітряної трубки і наявності вакууму в сифоні починається засмоктування води разом з повітрям у повітряну трубку з утворенням двофазної течії барботажного характеру.

Процес спочатку характеризувався неупорядкованими проривами повітря через динамічно пульсуючі шари води, потім при більшому затопленні повітряної трубки з'являється режим регулярного проходження напівсферичних бульбашок з постійним кроком.

Зі збільшенням кількості води і вакууму об'єм бульбашок зростає, форма їх нагадує «снаряд» – верхня частина напівсферична, нижня – горизонтальна.

Такі бульбашки піднімаються з постійним кроком. Співвідношення висоти бульбашки до діаметру повітряної трубки доходить до 4.

Явище барботажного проходження повітря через повітряну трубку з витратою Q_{3m} показано на рис. 2.34 – перехідний динамічний режим роботи повітряної трубки з малою пропускну здатністю.

Існуюча класифікація барботажних режимів течії двофазних середовищ не включає режимів з хаотичним нестійким барботажним режимом, який мав місце в проведених дослідях, рис. 2.35, [301; 360].

Через те, що середня питома вага двофазного потоку менша ніж суцільного, існує небезпека закидання деяких об'ємів води у горизонтальну частину повітряної трубки і далі в сифонний водовипуск, що уповільнює процес заряджання сифона.

Таким чином, під час проведення дослідів з різними граничними умовами: значеннями вакууму і витрат води, що надходила в стакан, мали місце різні форми течії двофазного потоку у вертикальній трубці, а саме – хаотичний неупорядкований і снарядинний з рівномірним проходженням «снарядів» через шар води.

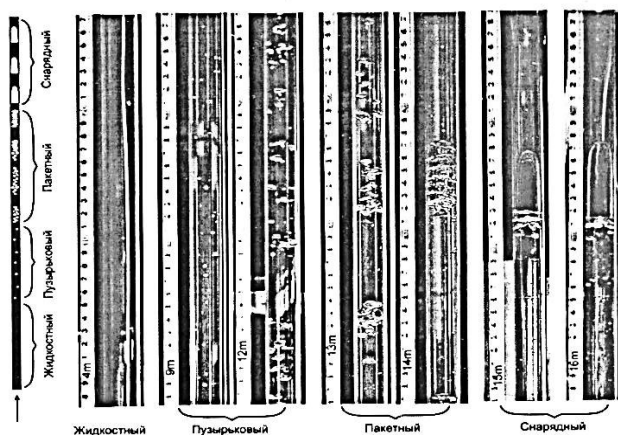


Рис. 2.35. Фрагменти газогідродинамічних режимів, які виникають в процесі підйому повітрянонасиченої рідини в вертикальній прозорій трубці [360]

Цікаво, що зовнішній тонкий кільцевий шар води практично не рухається в напрямку руху снарядів і можливо має зворотні струмини.

В кінці процесу запирання повітряної трубки рівень води в стакані відповідає п'єзометричній лінії, а перевищення стовпа води в повітряній трубці над рівнем води в стакані відповідає значенню вакууму в сифоні.

Висновки

Прийнята конструкція гідравлічного клапана зриву вакууму, який розташовується на висхідній гілці сифона, надійно забезпечує зрив вакууму в сифоні, що обумовлюється проходженням повітря не тільки через повітряну трубку, а і кільцевим каналом між повітряною трубкою і стояком. Зарядка сифона ускладнюється наявністю барботажних режимів в повітряній трубці стакана.

Останню проблему запропоновано вирішувати згідно отриманого патенту на корисну модель України № 98954 МПК E02B 7/18 «Гідравлічний клапан зриву вакууму сифонного водовипуску»; автори: Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Федорук Н. В., Опубл. 1.05.2015, Бюл. № 9. Схема цього клапана показана на рис. 2.36.

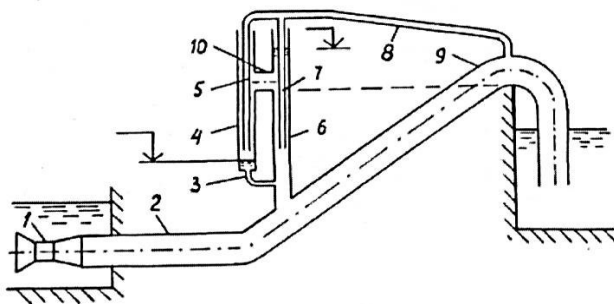


Рис. 2.36. Схема гідралічного клапана зливу вакууму сифонного водовипуску зі стояком і стаканом на висхідній гілці сифона, причому стояк і стакан з'єднані патрубком на рівні гребеня сифона

Гідравлічний клапан зливу вакууму сифонного водовипуску містить стакан, сполучений тонкою з'єднувальною трубкою зі стояком, розміщеним на висхідній гілці сифона, з повітряними трубками, об'єднаними у загальну трубку, врізану в капор сифона, причому стакан на рівні гребеня сифона з'єднаний зі стояком патрубком, діаметр якого дорівнює діаметру стакана.

Пристрій працює наступним чином. В режимі пуску насоса 1 заповнюється водою трубопровід 2, з'єднувальна трубка 3, та стояк 6. Малий переріз з'єднувальної трубки 3 обумовлює повільне заповнення водою стакана 4, що забезпечує вільне прохо-

дження повітря в атмосферу з сифона 9 через повітряну трубку стакану 5. Втрати напору в трубках 8 і 5 при витисканні повітря з сифону обумовлюють підняття п'єзометричного рівня води в стакані вище гребеня сифона. Тому верхню частину стакану 4 і стояка 6 розміщують вище капора сифона 9.

З моменту встановлення на гребені сифона критичної глибини необхідно забезпечити режим запирання повітряної трубки стакану 5 на протязі не більше 5 с. Якщо патрубок 10 відсутній (прототип, то режим запирання починається тільки після того, як стакан 4 заповниться водою через трубку 4 до нижньої крайки трубки. При наявності вакууму в сифоні повітря через маленький зазор починає прориватися в повітряну трубку стакану 5, захоплюючи частину води, і в трубці встановлюється барботажний режим. З часом при підвищенні вакууму цей режим роботи може перейти у снарядний, коли повітря проходить періодично окремими об'ємами, які зверху мають форму півкулі, а знизу – практично горизонтальну поверхню.

Цей режим течії водоповітряної суміші може розповсюдитися в загальну горизонтальну трубку 8 і транспортувати воду, що заходить в стакан з'єднувальною трубою 3, під капор сифона. Цей процес міг би спостерігатися невизначено довго і перешкоджав би зарядці сифона.

Зовсім інший процес запирання повітряної трубки стакану 5 буде при розташуванні патрубка 10 на рівні гребеня сифона. Як тільки почнеться переливання води через гребінь сифона, то одночасно почнеться перелив води патрубком 10 із стояка 6 до стакану 4, рівень води в стакані різко підніметься до відмітки переливання води і повітряна трубка стакану 5 надійно запирається гідравлічним замком. Цей процес не повинен перевищувати 5 с. Після запирання повітряної трубки стакану 5, починається процес зарядки сифона, при якому залишкове повітря з капора сифона 9 виноситься керованим потоком низхідною гілкою сифона. Процес аерації потоку забезпечується гідравлічним стрибком, який утворюється в низхідній гілці сифона. Після вносу усього повітря з капору сифона 9, процес зарядки сифона закінчується і він починає працювати повним перерізом, причому під капором сифона спостерігається відповідний вакуум і насос подає воду не на рівень переливу води, а на рівень води в

напірному басейні, тобто з наявним статичним напором. Цей режим відповідає робочому режиму насоса. В стакані 4 і стояку 6 рівні води встановлюються на рівні п'єзометричної лінії, тобто на величину гідравлічних втрат в сифоні вище, ніж рівень води в напірному басейні.

При плавній або аварійній зупинці насоса 1 частота обертання насоса уповільнюється і подача насоса падає, п'єзометрична лінія і рівень води в стояку 6 знижується. В момент нульової подачі води рівень води в стояку 6 дорівнює рівню води в напірному басейні. Після появи зворотної витрати води через насос, який ще обертається в прямому напрямі, п'єзометрична лінія і відповідний рівень води в стояку 6 знижується пропорційно зворотній витраті води через насос. Як тільки рівень води в стояку 6 опуститься нижче нижнього зрізу повітряної трубки 7 стояка, почнеться часткове захоплення повітря і частковий зрив вакууму при барботажному режимі роботи повітряної трубки. Але, як показали експериментальні дослідження, при подальшому пониженні рівня води в стояку 6, повітряна трубка 7 стояка, звільняється від води і повітря вільно заходить під капор сифона 9, зриваючи вакуум в сифоні. Через деякий період часу стакан 4 спорожнюється від води через з'єднувальну трубку 3 і гідравлічний клапан стає підготовленим для наступного пуску насоса.

Висновки

Затримання запирання повітряної трубки стакана призводить до тривалої роботи насоса в не розрахунковому режимі роботи при завищеному статичному напорі і перевитраті електричної енергії на подачу води. Своєчасне і швидке запирання повітряної трубки стакана забезпечує своєчасний початок зарядження сифона і перехід його в робочий режим роботи з дійсним статичним напором і економічно виправданою витратою електроенергії на подачу води.

2.12. Імпульсна промивка водогонів руслових водозаборів

В процесі експлуатації руслових водозабірних споруд виникає необхідність змиву сміття з сміттєзатримувальних ґрат та

промивки наносів, які затримуються в фільтрах або фільтруючих касетах, що встановлені в водозабірних отворах. Якщо швидкість води у самопливних трубопроводах обрана вірно, то їх замулення малоімовірно. Проте при зниженні подачі насосної станції найбільші частинки можуть осідати і затримуватися в самопливних трубопроводах. Для видалення усіх цих забруднень проводять промивку водогонів водозабору. Найбільш поширені такі види промивок: прямою течією води зі збільшеними швидкостями; зворотною течією води; водоповітряними імпульсами тиску, які збуджуються зривом вакууму у вакуумній колоні, і змішана промивка. Промивка решіток або фільтрів імпульсами тисків досить ефективна, тому що хвилі швидкості розповсюджуються по усьому фронту водоприймальних вікон рівномірно [243; 355; 358; 417]. Найбільший ефект при цьому досягається збудженням коливань тиску при піднятті рівня води у вакуумній колоні на величину Z_o за допомогою вакуумного насоса і наступного зриву вакууму, рис. 2.37.

При запровадженні імпульсної промивки необхідно забезпечити наступні умови роботи: а) діаметр вакуумної колони D_k повинен бути не менше діаметру напірного трубопроводу D ; б) максимальна швидкість руху води в самопливному водогоні в напрямку водозабірної оголовки v_{cm} повинна бути достатньою для змиву наносів з діаметром $d_n = 0,002$ м і при цьому максимальна витрата самопливного водогону Q_{cm} повинна в (2...2,5) рази перевищувати його розрахункову витрату Q_p ; в) значення найнижчого занурення рівня води в вакуумній колоні під рівень води у джерелі z_{min} не повинно перевищувати величини $(H_{cm} - D/2)$.

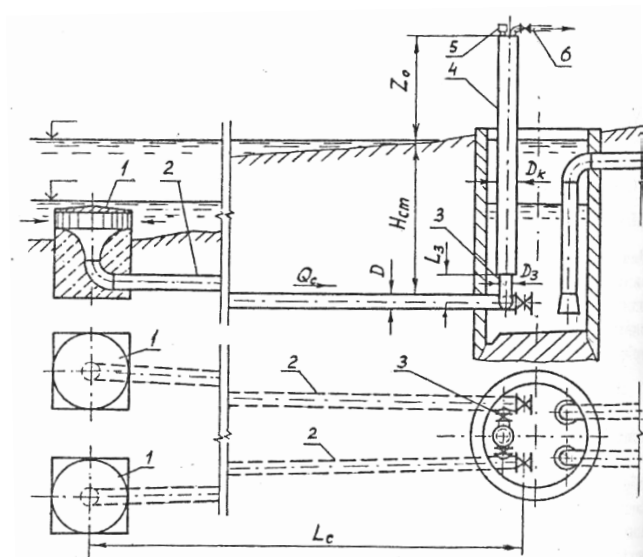


Рис. 2.37. Схема руслового водозабору з пристроями для імпульсної промивки: 1 – водозабірний оголовок; 2 – самопливний водогін; 3 – з’єднувальний трубопровід; 4 – вакуумна колонна 5 – клапан зливу вакууму; 6 – повітропровід до вакуумного насоса

Неусталений рух рідини у самопливному водогоні і вакуумній колоні описується таким диференціальним рівнянням [339].

$$\frac{L}{g} \cdot \frac{dv}{dt} - H + H_{cm} + K_w |Q|Q = 0, \quad (2.139)$$

де L – розрахункова довжина водогону, м; v – швидкість течії води в водогоні, м/с; g – прискорення сили тяжіння, м/с²; t – час, с; H – напір у вакуумній колоні, м; H_{cm} – статичний напір, м; Q – витрата водогону, м³/с; K_w – коефіцієнт втрат напору у водогоні, с²/м⁵.

Відповідно з рис. 1 приймаємо такі співвідношення

$$L = L_c + L_3 \left(\frac{f}{f_3} \right) + H_{cm} \left(\frac{f}{f_k} \right), \quad (2.140)$$

$$H = H_{cm} + Z, \quad (2.141)$$

$$Q = vf, \quad (2.142)$$

де L_c – довжина самопливного трубопроводу, м; f, f_3, f_κ – відповідно площі попереднього перерізу самопливного трубопроводу, з’єднувального трубопроводу і водонапірної колони, м; Z – відхилення рівня води в вакуумній колоні від розрахункового рівня води у джерелі водозабору, м.

Коефіцієнт K_w знаходять за формулами для усталеного руху рідини, виходячи з конструкції водозабору, рис. 2.37 [506]

$$K_w = \left[\lambda_c \frac{L_c}{D_c} + \Sigma \zeta_c + \left(\lambda_3 \frac{L_3}{D_3} + \Sigma \zeta_3 \right) \left(\frac{f}{f_3} \right)^2 \right] \cdot \frac{1}{f^2 2g} + \left[\left(\lambda_\kappa \frac{H_{cm}}{D_\kappa} + \Sigma \zeta_\kappa \right) \left(\frac{f}{f_\kappa} \right)^2 + \frac{\rho_n}{\rho} \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 \right] \cdot \frac{1}{f^2 2g}, \quad (2.143)$$

де $\lambda, L, D, \Sigma \zeta, f$ – відповідно коефіцієнт гідравлічного опору по довжині, довжина, діаметр, сума місцевих опорів, площа поперечного перерізу відповідно з індексами для: c – самопливного водогону, 3 – з’єднувального трубопроводу, κ – вакуумної колони; ρ_n, f_n – відповідно густина повітря і площа сідла клапана зриву вакууму.

Друге диференціальне рівняння, яке описує перехідний процес, одержимо з умови нерозривності потоку рідини

$$f_\kappa dZ = f v dt. \quad (2.144)$$

Звідси, з урахуванням, що $dH = dZ$

$$\frac{dH}{dt} = \frac{f}{f_\kappa} v. \quad (2.145)$$

Для спрощення рівнянь (1), (7) перейдемо до безрозмірних змінних у вигляді відносних величин, які визначаються такими відношеннями: подача (витрата) $q = Q/Q_n$, напір $h = H/H_n$, час $\tau = t/T_r$. Базові значення величин приймають так: Q_n дорівнює розрахунковій витраті самопливного водогону Q_{pc} , H_n дорівнює статичному напору H_{cm} , T_r – стала водопропускного тракту визначається за формулою

$$T_r = \frac{Q_n}{g H_n} \cdot \sum_{j=1}^j \frac{L_j}{f_j}, \quad (2.146)$$

де L_j, f_j – довжина і площа поперечного перерізу j -тої ділянки водопропускного тракту.

Після перетворень диференціальні рівняння (2.139), (2.145) у відносних величинах набувають такого вигляду

$$\frac{dq}{d\tau} = h + h_{cm} + k|q|q = 0, \quad (2.147)$$

$$\frac{dh}{d\tau} = k_1 q, \quad (2.148)$$

де постійні безрозмірні коефіцієнти цих рівнянь визначаються за формулами

$$k = \frac{K_w Q_n^2}{H_n}, \quad (2.149)$$

$$k_1 = \frac{Q_n T_r}{f_\kappa H_n}. \quad (2.150)$$

З теорії подібності відомо, що безрозмірні коефіцієнти диференціальних рівнянь є критеріями подібності для перехідного процесу. Ці критерії разом з початковими і граничними умовами однозначно визначають даний перехідний процес. Критерій втрат напору у водопровідному тракті k – за структурою відповідає критерію Фруда, а безрозмірне число k_1 – відповідає критерію Струхалю.

Після переходу до кінцевих різниць у рівняннях (2.147), (2.148) для розрахункового перехідного процесу отримаємо такі рекурентні залежності:

$$\tau_i = \tau_{i-1} + \Delta\tau, \quad (2.151)$$

$$\Delta q_i = \Delta\tau (h_{i-1} - h_{cm} - k|q_{i-1}|q_{i-1}), \quad (2.152)$$

$$q_i = q_{i-1} + \Delta q_i, \quad (2.153)$$

$$\Delta h_i = \Delta\tau k_1 q_i, \quad (2.154)$$

$$h_i = h_{i-1} + \Delta h_i. \quad (2.155)$$

Задаючись значеннями $\Delta\tau, F_\kappa, z_o$, за цими залежностями можна знайти зміну параметрів потоку рідини за часом при імпульсній промивці. Для полегшення розрахунків використовується ЕОМ. Виконавши декілька розрахунків можна обґрунтувати па-

раметри F_{κ} , z_o , z_{min} . Таким чином, задача вирішується методом перебору варіантів.

Щоб запобігти перебору варіантів розв'яжемо задачу за допомогою аналітичного моделювання. Припустимо, що перехідний процес в самопливному водогоні і вакуумній колоні відповідає вільному коливанню центру маси рідини [596]. В цьому випадку диференціальне рівняння малих згасаючих коливань має такий вигляд

$$b_o \frac{d^2 x}{dt^2} + r \frac{dx}{dt} + \beta_o x = 0, \quad (2.156)$$

де x – переміщення центру мас рідини, яка знаходиться в коливальному русі. Враховуючи відомі співвідношення, отримаємо:

$$v = \frac{dx}{dt}, \quad (2.157) \quad \frac{dv}{dt} = \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (2.158)$$

$$Q = fv = f \frac{dx}{dt} \quad (2.159) \quad Z = H - H_{cm}. \quad (2.160)$$

і приймаючи лінеаризацію втрат напору H_w у вигляді

$$H_w = K_w |Q_n| Q, \quad (2.161)$$

рівняння (2.139) набуває такого вигляду

$$\frac{L}{g} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + K_w |Q_n| f \frac{dx}{dt} - z = 0. \quad (2.162)$$

За умови нерозривності рідини

$$fx = -f_{\kappa} Z, \quad (2.163) \quad \text{звідси} \quad Z = \frac{f}{f_{\kappa}} x. \quad (2.164)$$

Підставляючи останній вираз в рівняння (2.162), після перетворень одержимо

$$\frac{L}{g} \cdot \frac{f_{\kappa}}{f} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + K_w f_{\kappa} |Q_n| \frac{dx}{dt} + x = 0. \quad (2.165)$$

Тепер у відповідності з рівнянням (2.156)

$$b_o = \frac{L f_{\kappa}}{g f} \quad (2.166) \quad r = K_w f_{\kappa} |Q_n| \quad (2.167) \quad \beta_o = 1. \quad (2.168)$$

Отже можливо знайти параметри перехідного процесу: коефіцієнт згасання коливань ξ і циклічну частоту вільних коливань системи ω_o [596].

$$\xi = \frac{r}{2b_o} = \frac{gfK_w|Q_u|}{2L}, \quad (2.169)$$

$$\omega_o = \sqrt{\frac{\beta_o}{b_o}} = \sqrt{\frac{gf}{Lf_\kappa}}. \quad (2.170)$$

Якщо $\xi < \omega_o$, то система здійснює згасаючі коливання

$$x = A_o e^{-\xi t} \sin(\omega t + \varphi_o), \quad (2.171)$$

де A_o і ω_o – постійні величини, які знаходять з початкових умов, ω – власна частота коливань дисипативної системи,

$$\omega = \sqrt{\omega_o^2 - \xi^2}. \quad (2.172)$$

Тоді умовний період коливань

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{gf}{Lf_\kappa} - \xi^2}}. \quad (2.173)$$

Підставивши вираз (2.171) у (2.164), одержимо

$$Z = -\frac{f}{f_\kappa} A_o e^{-\xi t} \sin(\omega t + \varphi_o). \quad (2.174)$$

З початкових умов, при $t=0$, $\varphi_o = \pi/2$, $Z = Z_o$ вираз (2.174) дає таке співвідношення

$$Z_o = -\frac{f}{f_\kappa} A_o, \quad (2.175) \quad \text{звідси} \quad A_o = -\frac{f_\kappa}{f} Z_o \quad (2.176)$$

і остаточно

$$Z = Z_o e^{-\xi t} \sin(\omega t + \pi/2). \quad (2.177)$$

Тоді

$$x = -\frac{f_\kappa}{f} Z_o e^{-\xi t} \sin(\omega t + \pi/2). \quad (2.178)$$

Скористаємося граничними умовами перехідного процесу. Якщо нехтувати згасанням перехідного процесу за період часу $T/4$, то [66]

$$x = -\frac{f_{\kappa}}{f} Z_o \sin(\omega t + \pi/2), \quad (2.179)$$

$$v = \frac{dx}{dt} = -\frac{f_{\kappa}}{f} Z_o \omega \cos(\omega t + \pi/2), \quad (2.180)$$

$$Q = v f = -f_{\kappa} Z_o \omega \cos(\omega t + \pi/2). \quad (2.181)$$

Екстремум витрати, при якому $Q = Q_{\kappa}$ і $dQ/dt = 0$, спостерігається в момент часу t_{κ} . Це значення витрати можливо знайти після диференціювання виразу (2.181) і порівнювання результату нулю, тобто

$$\frac{dQ}{dt} = -f_{\kappa} Z_o \omega^2 [-\sin(\omega t + \pi/2)] = 0. \quad (2.182)$$

Звідси $t_{\kappa} = T/4$, тоді

$$Q_{\kappa} = -f_{\kappa} Z_o \cos\left(\frac{2\pi}{T} \cdot \frac{T}{4} + \frac{\pi}{2}\right) = f_{\kappa} Z_o \omega. \quad (2.183)$$

Звідси з деякими наближеннями можливо прийняти

$$Z_o = \frac{Q_{\kappa}}{f_{\kappa} \omega}. \quad (2.184)$$

З урахуванням згасання коливань

$$Q = -f_{\kappa} Z_o \omega e^{-\xi t} \cos(\omega t + \pi/2), \quad (2.185)$$

Тоді максимальна витрата самопливного трубопроводу при імпульсній промивці

$$Q_{c,\max} = f_{\kappa} Z_o \omega \cdot e^{-\xi T/4} = Q_{\kappa} e^{-\xi T/4}. \quad (2.186)$$

Аналогічні міркування для екстремуму z дають в момент часу $T/2$ значення екстремального зниження рівня води у вакуумній колоні

$$Z_{\min} = -Z_o e^{-\xi T/2}. \quad (2.187)$$

Приклад. Визначити параметри імпульсної промивки самопливного водогону руслового водозабору в таких умовах. Розрахункова витрата, діаметр і довжина самопливного водогону від-

повідно $Q_{pc} = 0,307 \text{ м}^3/\text{с}$; $D = 0,7 \text{ м}$; $L_c = 60 \text{ м}$. Рівень води в джерелі водозабору перевищує вісь водогону на $H_{cm} = 7,71 \text{ м}$.

Розв'язання. Визначаємо площу поперечного перерізу водогону $f = \pi D^2/4 = 0,385 \text{ м}^2$. Приймаємо діаметр вакуумної колони $D_k = 0,8 \text{ м}$; діаметр з'єднувального трубопроводу $D_3 = 0,5 \text{ м}$ і його довжину $L_3 = 2 \text{ м}$; тоді $f_k = 0,5 \text{ м}^2$; $f_3 = 0,196 \text{ м}^2$. Приймаємо $Q_{c \cdot max} = 2,25 \text{ } Q_c = 2,25 \cdot 0,307 = 0,69 \text{ м}^3/\text{с}$.

Приймаємо густину води $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, а густину повітря $1,2 \text{ кг/м}^3$ при температурі $t = 20^\circ \text{ С}$. Діаметр сідла D_n клапана зриву вакууму призначено таким, щоб швидкість повітря не перевищувала граничного значення $v_n = 50 \text{ м/с}$. З цієї умови площа сідла $f_{nl} = Q_{c \cdot max}/v_n = 0,69/50 = 0,0138 \text{ м}^2$ і тоді діаметр сідла $D_n = \sqrt{4f_n/\pi} = 0,132 \text{ м}$. Приймаємо $D_n = 0,15 \text{ м}$, тоді $f_n = 0,785 \cdot D_n^2 = 0,0177 \text{ м}^2$.

Коефіцієнти гідравлічного опору по довжині для j -тої ділянки водогону знаходимо за формулою Ф. А. Шевелева [506]

$$\lambda_j = \frac{0,021}{D_j^{0,3}}, \quad (2.188)$$

тоді $\lambda_c = 0,0234$, $\lambda_3 = 0,026$, $\lambda_k = 0,0224$.

За формулою (2.140) розрахункова довжина водогону $L = 69,8 \text{ м}$. Приймаємо значення базових величин $Q_n = Q_c = 0,307 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_n = H_{cm} = 4,71 \text{ м}$.

Постійну трубопроводу знаходимо за формулою (2.146) $T_r = 0,736 \text{ с}$.

Критерії подібності перехідного процесу за формулами (2.149), (2.150) $k = 0,056$; $k_l = 0,059$.

Приймаємо $Z_o = 5 \text{ м}$, тоді $H_o = H_{cm} + Z_o = 7,71 + 5 = 12,71 \text{ м}$.

Початкові умови перехідного процесу у відносних величинах: $q_o = Q_o/Q_n = 0$; $h_o = H_o/H_n = 12,71/7,71 = 1,6485$; $h_{cm} = H_{cm}/H_n = 1$; $z_o = Z_o/H_n = 5/7,71 = 0,648$.

Результати чисельного моделювання наведені тонкими лініями на рис. 2.38 у вигляді графіків перехідного процесу $q = f(\tau)$ і $h = f(\tau)$.

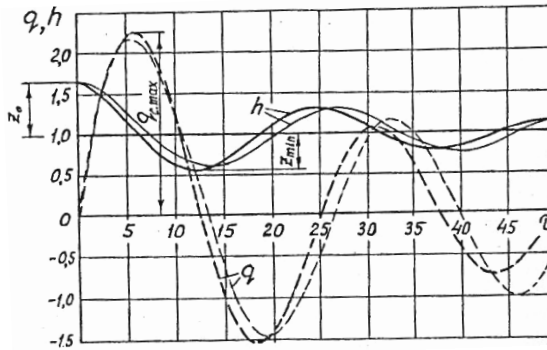


Рис. 2.38. Графіки зміни параметрів коливального процесу при імпульсній промивці самопливного водогону

Ці графіки показують, що $q_{c \cdot max} = 2,18$ і $h_{min} = 0,605$, тоді $z_{min} = h_{cm} - h_{min} = 1 - 0,605 = 0,395$. В абсолютних величинах $Q_{c \cdot max} = Q_n q_{c \cdot max} = 0,307 \cdot 2,18 = 0,669 \text{ м}^3/\text{с}$; $Z_{min} = H_n z_{min} = 7,71 \cdot 0,395 = 3,04 \text{ м}$.

Одержані параметри забезпечують ефективну імпульсну промивку водозабірної споруди. Варіант чисельного моделювання при $Z_o = 4 \text{ м}$ показав, що $q_{c \cdot max} = 1,83 \text{ м}$ і це недостатньо ефективно. Таким чином, перебирання варіантів при чисельному моделюванні забезпечує досягнення прийнятних параметрів перехідного процесу.

Виконаємо аналітичне моделювання процесу імпульсної промивки водогону руслового водозабору для попередніх вихідних даних.

За формулами (2.166)-(2.168) знаходимо коефіцієнти рівняння (2.156)

$$b_o = \frac{Lf_{\kappa}}{gf} = \frac{69,8 \cdot 0,5}{9,81 \cdot 0,385} = 9,24;$$

$$r = K_w f_{\kappa} |Q_n| = 4,58 \cdot 0,5 \cdot 0,307 = 0,703; \quad \beta_o = 1.$$

Коефіцієнт згасання коливаний за формулою (2.166)

$$b_o = \frac{Lf_{\kappa}}{gf} = \frac{0,703}{2 \cdot 9,24} = 0,038.$$

Циклічну частоту вільних коливань знаходимо за формулою (2.170)

$$\omega_o = \sqrt{\frac{\beta_o}{b_o}} = \sqrt{\frac{gf}{Lf_k}} = \sqrt{\frac{1}{9,24}} = 0,329.$$

Власна частота дисипативної системи за формулою (2.172)

$$\omega = \sqrt{\omega_o^2 - \xi^2} = \sqrt{0,329^2 - 0,038^2} = 0,327.$$

Умовний період коливань (2.173)

$$T = 2\pi/\omega = 6,28/0,327 = 19,2 \text{ с.}$$

Максимальну витрату промивки приймаємо $Q_{c\text{-max}} = 2,25$.
 $Q_c = 2,25 \cdot 0,307 = 0,69 \text{ м}^3/\text{с}$, тоді з формули (2.183)
 $Q_k = Q_{c\text{-max}} / e^{-\xi \cdot T/4} = 0,828 \text{ м}^3/\text{с}$ і необхідне відхилення рівня води у вакуумній колоні повинно бути $Z_o = Q_k/(f_k \omega) = 5,06 \text{ м}$.
 Тобто результат відповідає умовам прийнятим при чисельному моделюванні.

Перевіримо значення мінімального рівня води у вакуумній колоні за формулою (2.187)

$$Z_{\min} = -Z_o e^{-\xi T/2} = -3,51 \text{ м.}$$

Цей результат задовольняє умову $|Z_{\min}| \leq H_{cm} - D/2$.

Графіки перехідного процесу, які побудовані за формулами (2.177), (2.187) і показані на рис. 2.38 жирними лініями, практично збігаються з результатами чисельного моделювання.

Висновки

Таким чином, одержані залежності дозволяють обґрунтувати всі необхідні параметри пристроїв для проведення ефективної імпульсної промивки самопливних труб і сміттєзатримувальних пристроїв руслових водозаборів.

3. ПЕРЕХІДНІ ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ В ВОДОВИПУСКНИХ ПРИСТРОЯХ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

3.1. Розробка конструкцій водовипусків насосних станцій

Водовипускні споруди насосних станцій, які розміщують в кінці напірних трубопроводів для з'єднання їх з каналами або басейнами, повинні забезпечити [344; 416]: плавне спряження потоку води, що виходить з трубопроводу, з потоком води в каналі (басейні) з мінімальними гідравлічними опорами; міцність, стійкість і нерозмиваємість спряжених споруд; від'єднання напірних трубопроводів і попередження зворотної течії води при зупинці насосів; впуск повітря в трубопровід для попередження утворення в ньому вакууму при його спорожненні; ділення потоку при подачі води в два канали і більше.

Як гідротехнічні споруди, водовипуск повинен мати необхідну довжину шляху фільтрації від верхнього до нижнього б'єфу и бути стійким на спливання при усіх умовах експлуатації і ремонту. Існуючі типи водовипускних споруд мають ряд недоліків. Навіть найпоширеніші сифонні водовипуски теж мають ряд недоліків. До їх суттєвих недоліків відносять: вимоги хорошої герметичності; висока металоємність, порівняльно високі втрати напору, необхідність установки клапанів зриву вакууму, які мають невисоку степінь надійності; жорсткі вимоги до величини коливань рівня води в каналі (басейні); ускладнення з заряджанням сифона і ін.

Ефективність роботи сифонного водовипуску забезпечується стійким вакуумом і виносом повітря, яке виділяється з води.

Негерметичність в облицюванні сифона загальним перерізом 0,02...0,03 % від площі горловини сифона майже повністю порушує вакуум в сифоні [275]. Втрати напору в сифонних водовипусках при роботі їх повним перерізом досягає 0,2...1 м, що є суттєвим для насосів з напором 5...10 м [242]. При пусках насосу на спорожнений трубопровід і недостатній площі повітропускних отворів повітря великими об'ємами (пузирями) виходить з-під шелиги сифону в нижній б'єф, викликаючи коливання тиску, які досягають 20...25% від номінального значення. Ці

коливання тиску викликають вібрацію насосного агрегату, напірного трубопроводу і всієї споруди [20; 242]. У випадку не спрацювання клапана зриву вакууму сифонного водовипуску при вимиканні електродвигуна ротор насосного агрегату розкручується в зворотну сторону з розгінною швидкістю обертання, які досягає 140...160% від номінальної [212]. В цих режимах пульсацій ні навантаження, рівні вібрації, напруження в елементах насоса перевищує відповідні характеристики в робочих рівнях а 5...8 разів [212]. Таким чином, наявність сифонного водовипуску в значній мірі ускладнює протікання перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках.

Названі недоліки сифонних водовипусків обумовили розробку наступних конструкцій:

- а) водовипуск поплавкового типу, АС СРСР № 1089061 [71];
- б) водовипуск діафрагменного типу, АС СРСР № 1013562 [70];
- в) водовипуск-стабілізатор рівня, АС СРСР № 1068900 [426];
- г) прямотечійний водовипуск, патент на корисну модель. Україна, № 100772, F16K 15/14. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г. Опубл. 10.08.2015 Бюл. № 15;
- д) водовипуск насосної станції, патент на корисну модель. Україна, № 117827, E02B 9/06. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Панекало А. В. Опубл. 10.07.2017. Бюл. № 13.

Водовипуски, що розробляються, повинні відповідати наступним вимогам:

- а) висока пропускна здатність в експлуатаційних режимах;
- б) відсутність необхідності в підйомних механізмах;
- в) простота конструкції і низька матеріалоемність;
- г) висока надійність роботи при перехідних гідромеханічних процесах [96; 365; 383; 374].

Для забезпечення першої властивості необхідно отримати досконалу форму проточної частини і незначну швидкість на виході. Друга властивість буде забезпечена, якщо для підйому і опускання запірного елемента водовипуску використовувати енергію води, яка проходить крізь водовипуск. Необхідність виконання третьої і четвертої вимоги примушує відмовитися від звичної конструкції водовипуску у вигляді сифона и використо-

увати варіанти конструкції з вертикальним переміщенням запір-ного елемента.

В останньому випадку підвід і видалення повітря з трубопро-воду можливо здійснювати за допомогою повітряних труб най-простішої форми, що позитивно відіб'ється на перехідних про-цесах в насосній установці. В якості запірного елемента можна використати конусоподібні пустотілі клапани або тонкостінні тіла обертання, що мають достатню міцність, з периферійними або центральними обмежувачами переміщення.

Існуючі залежності для визначення пропускної здатності и гідродинамічних характеристик водовипускних пристроїв отри-мані в результаті досліджень конструкцій, які так чи інакше на-ближаються до запропонованої, викладені як в довідковій [2; 3; 43; 55; 135; 227; 228; 290; 482; 483; 506; 507; 514; 546; 575], так і в спеціальній літературі [11; 49; 81; 277; 323; 324; 382; 397; 474; 481; 569; 577].

Розглянемо загальні положення з визначення пропускної зда-тності водовипускних пристроїв. Якщо враховувати роботу во-довипускного пристрою в складі короткого трубопроводу [575, с. 178], то розрахункова схема при течії води з трубопро-воду в басейн буде виглядати так, як показано на рис. 3.1.

Складемо рівняння Бернуллі відносно площини 0-0 для пере-різу 1-1 в місці встановлення п'єзометра і перерізу 2-2 за рівнем води в басейні

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_n, \quad (3.1)$$

де z_1 і z_2 – перевищення розрахункових перерізів над площиною 0-0;

p_1 і p_2 – тиск в перерізах 1-1 і 2-2;

v_1 – середня швидкість в трубопроводі в перерізі 0-0;

v_2 – середня швидкість в перерізі 2-2;

α – коефіцієнт Кориоліса, $\alpha \approx 1$;

ρ – густина води;

g – прискорення сили тяжіння;

h_n – сумарні гідравлічні втрати в водовипускному пристрої.

$$h_n = \zeta_{\epsilon} \frac{v_1^2}{2g}, \quad (3.6)$$

ζ_{ϵ} – коефіцієнт опору водовипускного пристрою, який комплексно враховує всі види втрат, в тому числі втрати на вихід.

Підставляючи (6) в вираз (5), отримаємо

$$z + \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_{\epsilon} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (3.7)$$

Поділивши обидві частини виразу на швидкісний напір $\frac{v_1^2}{2g}$, отримаємо

$$\frac{z}{v_1^2 / (2g)} + 1 = \zeta_{\epsilon} \quad (3.8)$$

або

$$\zeta_{\epsilon} = 1 + \zeta, \quad (3.9)$$

де коефіцієнт водовипуску ζ відповідає залежності

$$\zeta = \frac{z}{v_1^2 / (2g)}. \quad (3.10)$$

і знаходиться за експериментальними даними.

При відсутності зворотних клапанів на напірному трубопроводі після відключення насоса відбувається зміна напрямку течії води в трубопроводі. На протязі деякого періоду часу вода виходить з басейна в напірний трубопровід через водовипуск, що закривається. На початку течія буде підтопленою з боку напірного трубопроводу, потім можливо виникнення розриву суцільності потоку, тому що дроселювання потоку запірним елементом водовипуску зростає, що зменшує витрату в трубопроводі, в той же час випорожнення трубопроводу через насос зростає. Недостатній об'єм води в трубопроводі в цей період замінюється надходженням повітря через повітряну трубу. Витікання води з-під запірного елемента в трубопровід у випадку розривності потоку буде відбуватися як через донний отвір. Розглянута схема водовипуску приведена на рис. 3.2.

Складаючи рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2, рис 2, при підтопленому витіканні отримаємо аналогічно попередньому випадку наступні співвідношення

$$\zeta_{el} = \zeta_l - 1, \quad (3.11)$$

$$\zeta_l = \frac{z}{v_2^2 / (2g)}, \quad (3.12)$$

де ζ_{el} – коефіцієнт, комплексно характеризує уся втрати у водовипуску при зворотній течії води;

v_2 – середня зворотна швидкість води в трубопроводі;

z – перепад рівнів в басейні і п'єзометрі.

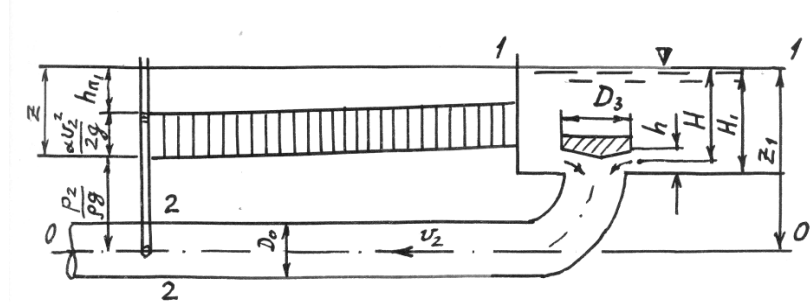


Рис. 3.2. Розрахункова схема водовипускного пристрою при витіканні води з басейна (зворотна течія води)

На рис. 3.3 і 3.4 представлені відомі залежності коефіцієнтів ζ_e і ζ_{el} від величини відносного відкриття запірного елемента h/D_0 , причому h – відкриття затвору; D_0 – діаметр трубопроводу.

На рис. 3.3 показані графіки залежностей $\zeta_e = f(h/D_0)$ при прямому русі води з трубопроводу в басейн для декількох типів пристроїв, які мають наступні аналітичні або табличні представлення:

а) конусний клапан – формула Баха [227; 228; 290] при $0,125 < h/D_0 < 0,4$

$$\zeta_e = 0,6 + 0,15 (h / D_0)^{-2}; \quad (3.13)$$

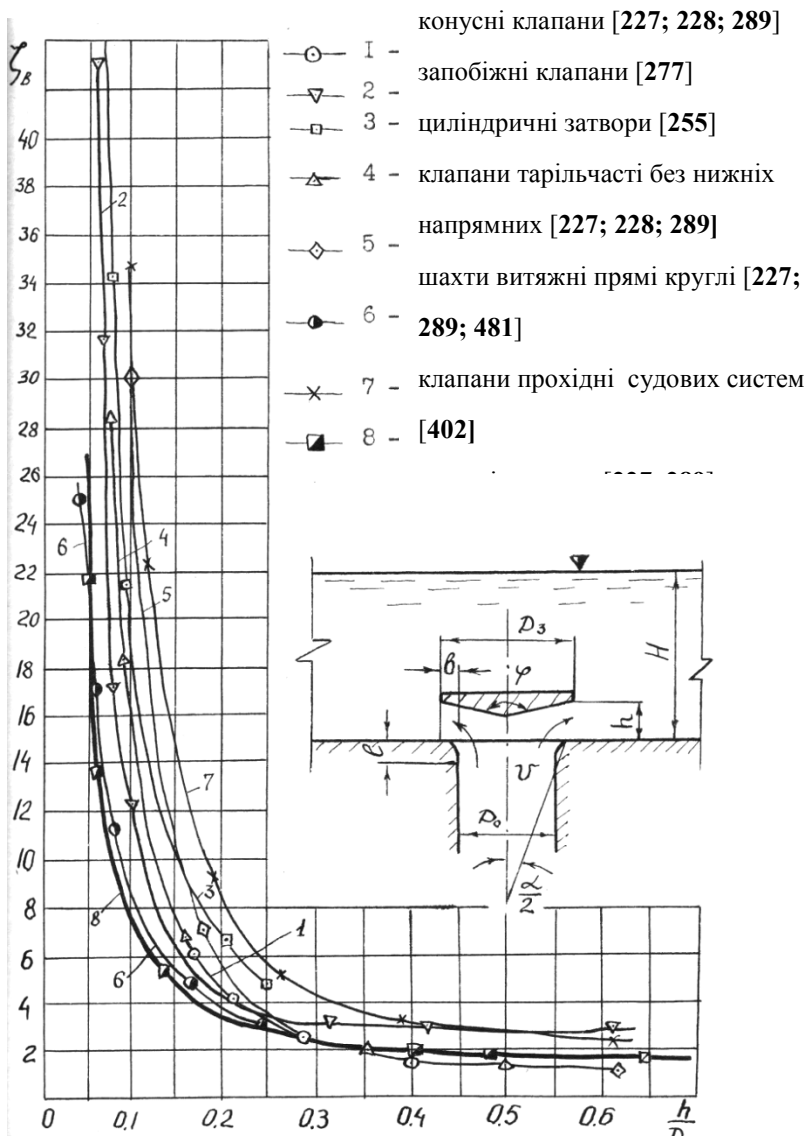
б) конусний запобіжний клапан [277]

h/D_0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
ζ_e	43	12,5	6,5	4,5	3,5	3,0	3,0	3,0

в) автоматичний циліндричний затвор при [265]

$0,05 < h/D_0 < 0,25$

$$\zeta_e = 1,5 (h / D_0)^{0,726}; \quad (3.14)$$



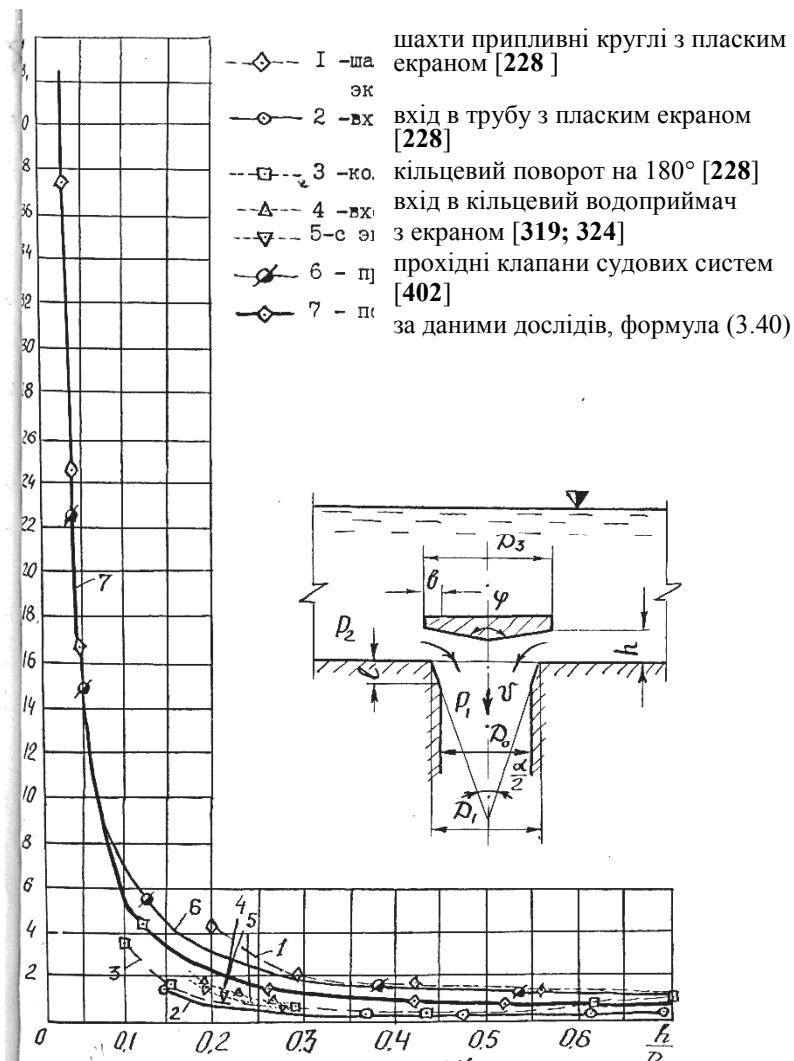


Рис. 3.4. Графіки залежностей $\zeta_{el} = f(h/D_o)$ різних пристроїв при зворотній течії води

г) клапан тарілчастій без нижніх напрямних [227; 228; 290]

$0,1 < h/D_0 < 0,25$

$$\zeta_{\varepsilon} = 0,55 + 4(b/D_0 - 0,1) + 0,155(h/D_0)^{-2}; \quad (3.15)$$

е) шахти витяжні прямі, круглого перерізу з плоским екраном [227; 228]. Добре збігається з цими даними формула Слисского П. М. [481].

$$\zeta_{\varepsilon} = 0,92 + 0,07(h/D_0)^{-2,6}; \quad (3.16)$$

ж) клапани прохідні судових систем [397]

$$\zeta_{\varepsilon} = \zeta_0 \left[0,077(h/D_0)^{-1,415} + 0,67 \right]; \quad (3.17)$$

де ζ_0 – приймається при $h/D_0 = 0,3$;

з) шаровий клапан [228; 290]

при $0,1 < h/D_0 < 0,25$

$$\zeta_{\varepsilon} = 2,65 - 0,8(h/D_0)^{-1} + 0,4(h/D_0)^{-2}; \quad (3.18)$$

к) конусний клапан з конічною нижньою поверхнею при куті конусності 90° [55; 507]

h/D_0	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
ζ_{ε}	15,6	7,27	4,35	3,00	2,27	1,82	1,54

л) конусний клапан з плоскою нижньою поверхнею при куті конусності 90° [55]

h/D_0	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,22	0,25
ζ_{ε}	8,70	5,77	4,24	3,16	2,58	1,97	1,74

На рис. 3.4 показані графіки залежностей $\zeta_{\varepsilon l} = f(h/D_0)$ при зворотному русі води з басейна в трубопровід для наступних пристроїв:

а) шахти припливні прямі, круглого перерізу з плоским екраном [228].

h/D_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\varepsilon l}$	4,4	2,15	1,78	1,58	1,35	1,23	1,13	1,1	1,06

б) вхід в трубу при наявності перед входом плоского екрану [135, 228], формула Идельчика Н. Е.

$$\zeta_{\varepsilon l} = \zeta_{\varepsilon x} + \sigma_3(D_0/D_1)^4. \quad (3.19)$$

Для випадку $l/D_0 = 0,16$; $D_0/D_1 = 0,8$; $\alpha = 64^\circ$ має місце вираз

$$\zeta_{\varepsilon l} = 0,16 + 0,41 \sigma_3; \quad (3.20)$$

h/D_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
σ_3	1,65	0,68	0,4	0,24	0,14	0,03	0
ζ_{6l}	0,84	0,44	0,32	0,26	0,22	0,17	0,16

в) просторовий поворотна 180° (при всмоктуванні) [228].

h/D_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ζ_{6l}	3,45	1,0	0,6	0,5	0,5	0,7	1,2	1,37

г) вхід в кільцевий водоприймач з плоским екраном (модель 1) [397].

h/D_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_{6l}	1,5	0,95	0,71	0,62	0,57	0,54	0,52	0,5	0,5

д) клапани прохідні судових систем [397].

$$\zeta_{6l} = \zeta_0 \left[0,0618 \left(h / D_0 \right)^{-1,635} + 0,625 \right], \quad (3.21)$$

де ζ_0 приймається при $h/D_0 = 0,3$.

При прямій течії води з трубопроводу в басейн виникає гідродинамічна піднімаюча дія на запірний елемент водовипуску, яку можливо визначити за наступною залежністю

$$F = \Delta p (\pi D_0^2 / 4) \cdot \beta, \quad (3.22)$$

де D_0 – діаметр трубопроводу на ділянці підходу води до водовипуску;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад тисків на водовипуску;

β – коефіцієнт тиску потоку.

Величина дії потоку на запірний елемент змінюється в процесі його відкриття і це враховується залежністю коефіцієнту тиску β від величини відносного відкриття h/D_0 .

Довідникові дані по цьому питанню досить обмежені:

а) за даними Кондратьєвої Т. Ф. [277] в результаті випробувань запобіжних клапанів при $D_3/D_0 = 1,25$ отримані наступні значення

h/D_0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
β	0,94	0,917	0,908	0,9	0,87

б) за даними [48; 81; 406] дію струменю на заслінку або екран з урахуванням реакції можна представити так

$$F = \Delta p (\pi D_0^2 / 4) + Q \rho v, \quad (3.23)$$

де Q – витрата рідини;

v – швидкість рідини в підвідному трубопроводі;

ρ – густина рідини.

Після низки перетворень з урахуванням залежностей (6) і (9), отримаємо, що

$$\beta = 1 + 2/\zeta. \quad (3.24)$$

Тоді для прохідних клапанів судових систем [397] отримаємо:

h/D_0	0,04	0,06	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
β	1,087	1,136	1,261	1,685	2,16	2,46	2,69	2,89	3,0

Таким чином, по різним джерелам рекомендуються різні дані для коефіцієнта тиску β .

При зворотному русі з басейну в трубопровід виникає гідродинамічна відсмоктувальна сила, яка намагається притиснути запірний елемент до сидла. Опускання запірного елемента на сидло в певних умовах може носити ударний характер. Нам відома тільки одна робота [389], яка присвячена експериментальному дослідженню явища виникнення відсмоктувальної сили, яка спостерігалася при обтіканні ремонтно-аварійного затвору з повітряною камерою. Результати цих досліджень показали, що величина відсмоктувальної сили може бути визначена за залежністю

$$F_n = 0,5\rho v_3^2 \omega_3, \quad (3.25)$$

де v_3 – швидкість води в щілинному кільцевому отворі висотою h ; ω_3 – площа затвору за поясом ущільнення діаметром D_3 .

Приймаємо залежність для визначення відсмоктувальної сили по аналогії з піднімаючою силою в вигляді:

$$F_n = \Delta p (\pi D_0^2 / 4) \cdot \beta_n, \quad (3.26)$$

де $\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад тисків на клапані;

β_n – коефіцієнт відсмоктувальної сили.

Прирівнюючи праві частини виразів (3.25) і (3.26) и виконав відповідні перетворення, отримаємо з урахуванням (3.11) і (3.12)

$$\beta_n = \frac{1}{16\zeta_{el} (h/D_0)^2}. \quad (3.27)$$

Використовуючи дані [228; 397], за величиною ζ_{el} знаходимо значення β_n :

h/D_0	0,04	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
ζ_{el}	26,1	14,54	9,92	7,58	4,98	3,96	3,14	3	3
β_n	2,33	1,86	1,53	1,28	0,87	0,615	0,344	0,202	0,125

Необхідно зауважити, що при зменшенні відносного відкриття затвора значення β_n безперервно зростає, що і є причиною можливого ударного закриття затвора при запізненні його посадки на сідло. В той же час для закритого затвора коефіцієнт підсмоктувальної сили повинен рівнятися одиниці, тобто $\beta_n=1$. Отже, в точці, яка відповідає нульовому відкриттю затвора $h/D_0=0$, функція $\beta_n = f(h/D_0)$ має розрив неперервності.

Схема поплавкового водовипуску [96] приведена на рис. 3.5.

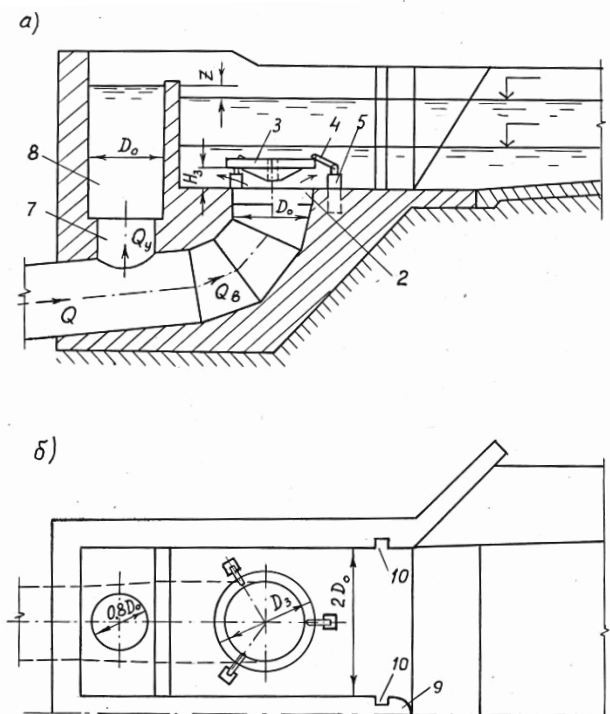


Рис. 3.5. Схема поплавкового водовипуску

Водовипуск складається з кінцевої ділянки напірного трубопроводу у вигляді коліна 1 з сідлом 2. Над сідлом розташований напірний клапан 3 в вигляді циліндра з конічною нижньою частиною. Клапан виконаний зварним, порожнистим, герметичним з шістьма внутрішніми вертикальними ребрами жорсткості з

листової сталі 8...10 мм. Запірний клапан 3 утримується в крайніх верхньому і нижньому положеннях трьома обмежувачами відкриття 4, рис. 3.6. Обмежувачі відкриття доцільно виконувати трубчастими з кінцевими скобами.

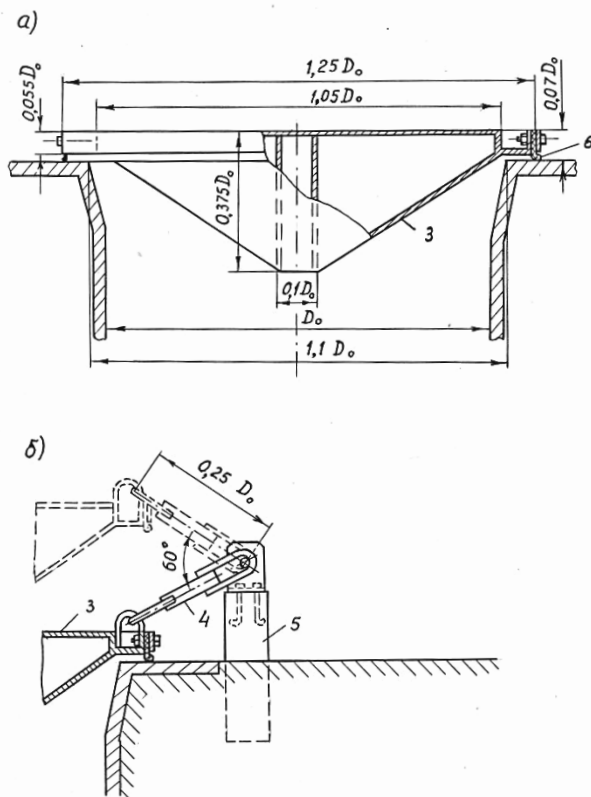


Рис. 3.6. Схема затвора з обмежувачами відкриття для поплавкового водовипуску

В одному обмежувачі, який розташований вздовж потоку, скоба виконується вертикальною і подовженою. На опорах 5 і запірному клапані 3 скоби розташовуються в вертикальній площині. Ущільнення запірного клапана здійснюється за допомогою спеціальної гумової стрічки 6, яка укріплена знизу циліндричної частини.

Напірний трубопровід сполучається з атмосферою через повітропровідну трубу 7 і зрівнювальну камеру 8. В напірному басейні водовипуску встановлюються роздільні бики 9 і пази для ремонтних затворів 10.

При зупиненому насосі вода в напірний трубопровід 1 не подається і запірний клапан 3 притиснутий до сідла гідростатичним тиском води. В процесі пуску насоса водовід 1 заповнюється водою, витісняючи повітря через трубу 7 і камеру 8. В момент повного заповнення трубопроводу 1 рівень води у зрівнювальній камері 8 починає перевищувати рівень води в напірному басейні і за рахунок цього виникає гідродинамічна сила F , яка направлена вгору і намагається підняти запірний клапан 3. Через те, що запірний клапан має незначну невідновжену масу, то відкриття відбувається при невеликих перепадах рівнів Z .

Після вимикання електродвигуна насосного агрегату швидкість витікання води через водовипуск зменшується, одночасно зменшується гідродинамічна дія потоку на клапан 3, і він опускається. Після появи зворотної течії води через водовипуск виникає присмоктувальна гідродинамічна сила F_n [389], яка прискорює посадку клапана 3 на сідло 2. Закриття клапана 3 перешкоджає спорожненню напірного басейна через насос. Наступне спорожнення трубопроводу 1 через насос не призводить до утворення в ньому вакууму, тому що повітря поступає з атмосфери в трубопровід через трубу 7 і камеру 8. Розглянутий водовипуск допустимо застосовувати при великих коливаннях води у відвідному каналі або басейні, при цьому його відрізняє сприятливий характер перехідних гідромеханічних процесів.

Схема діафрагмового водовипуску [70] показана на рис. 3.7. Водовипуск складається з кінцевої ділянки напірного трубопроводу 1 клиновидної форми з видовженим отвором 3, який може перекриватися запірною еластичною діафрагмою 4. Армowana тканиною діафрагма 4 закріплена з двох поздовжніх сторін за межами отвору 2 до ригелів 5, які встановлені на опорах 6, які закріплені в поріг водовипуску або до кінцевої ділянки трубопроводу 1.

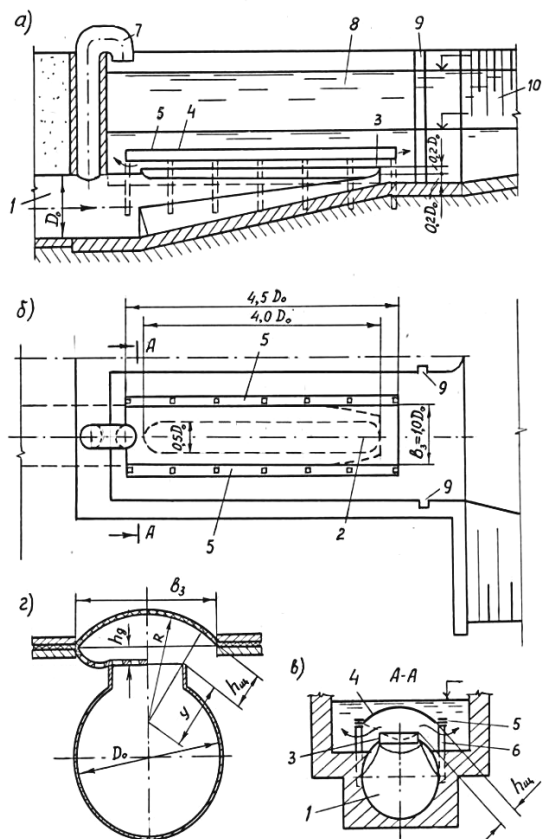


Рис. 3.7. Схема діафрагмового водовипуску

Діафрагма 4 закріплена над сідлом 3 з таким провисанням, щоб була можливість запирання діафрагмою отвору сідла 3. Для впуску і випуску повітря з напірного трубопроводу 1 слугує повітряна труба 7. Кінцева ділянка напірного трубопроводу 1 встановлена в окремій бетонній секції 8, яка обладнана пазами 9 для ремонтних затворів. Секції, кількість яких відповідає числу напірних трубопроводів насосної станції, сполучаються зі збиральним каналом 10 або басейном.

Водовипуск насосної станції працює наступним чином. При зупиненому насосному агрегаті і відсутності води в напірному трубопроводі 1 запірніа діафрагма 4 з боків притискається до 3 гідростатичним тиском води, яка є в каналі або басейні. Після пуску насосного агрегату напірний трубопровід 1 заповнюється і рівень води рухається до водовипуску.

При цьому повітря, яке знаходиться в трубопроводі 1, видаляється з нього через повітряну трубу 7. В момент повного заповнення трубопроводу 1 виникає гідродинамічна сила, що направлена вгору, і ця сила піднімає запірну діафрагму 4 і вода розтікається по секції 8, а звідти поступає в збиральний канал 10 або басейн. Повітря, що накопичується під діафрагмою 4, видаляється потоком води через незакріплені сторони діафрагми. Рух води в працюючому водовипуску показаний стрілками.

При вимиканні електродвигуна насосного агрегату зменшується гідродинамічна дія на запірну діафрагму 4, вона опускається на сідло 3, попереджуючи зворотну течію води. При спорожненні напірного трубопроводу 1 вакуум в ньому не утворюється, тому що повітря з атмосфери в напірний трубопровід 1 поступає через повітряну трубу 7. Вихідний отвір водовипуску – сідло 3 виконано поздовжньої форми, що покращує розтікання води і робить споруду більш компактною.

Схема *водовипуску-стабілізатора рівня води* [426] приведена на рис. 3.8. Водовипуск складається з кінцевої ділянки напірного трубопроводу клиновидної форми 1 з подовженим отвором 2 в верхній частині, що утворює сідло 4. Над сідлом 4 встановлена камера протитиску 3. Глуха діафрагма 5 за периметром кріпиться до корпусу камери протитиску 3.

Камера 3 встановлюється над сідлом 4 на опорах 7, які закріплені до кінцевої ділянки трубопроводу 1, і який сполучений з камерою протитиску 3 імпульсною трубою 8 зі зворотним клапаном 9.

В верхній частині камери протитиску 3 виконано отвір 10, який обладнаний сідлом 11, що перекривається затвором 13, який встановлено на штоку з поплавком 14. Вертикальне переміщення затвора 12, що зв'язано з поплавком 14, здійснюється за напрямними 15, які розташовані в верхній частині штока 13.

Шток 13 і поплавок 14 установлені в корпусі 16 з отвором 17. Корпус 16 приєднується до камери протитиску 3.

На рис 3.8, з показаний варіант запірного органа камери протитиску 3. Діафрагма 18 запірного органа встановлюється під вихідним отвором 10 з сідлом 11. В діафрагмі виконано отвір 19, який перекривається конічним клапаном 20. Клапан 20 жорстко з'єднаний зі штоком 13, який має упор 21. Діафрагма може кріпитися на патрубку 22, в якому виконані отвори 23.

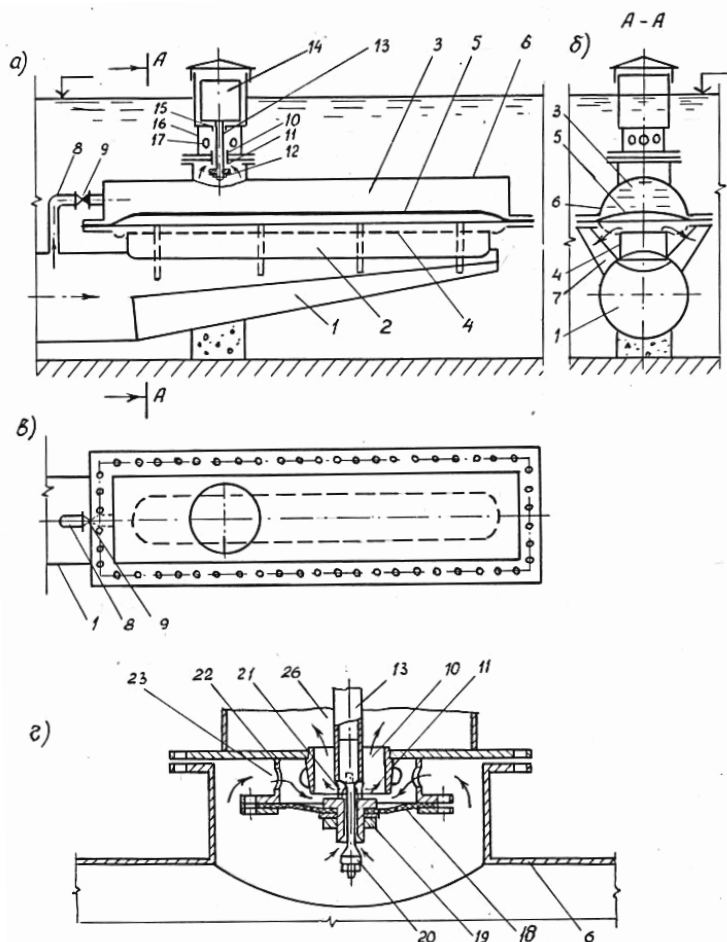


Рис. 3.8. Схема водовипуску-стабілізатора рівня води

Водовипуск стабілізатор рівня працює наступним чином. При непрацюючому насосі і спорожненому або наповненому трубопроводі і наявності води в басейні нижче максимально допустимого рівня камера протитиску 3 сполучається з басейном і діафрагма 5, яка сприймає тиск зі сторони камери протитиску на більшій площі, перекриває сідло 47 і не допускає течію води з басейна в трубопровід 1. При цьому зворотний клапан 9, який встановлений на імпульсній трубі 8, попереджує потрапляння води із камери протитиску 3 в трубопровід 1.

При пуску насоса або подачі води в напірний трубопровід 1 самопливом, потік води діє на еластичну діафрагму 5 піднімає її і виливається в басейн. Одночасно з цим вода через імпульсну трубку 8 поступає в камеру протитиску 3 і далі в басейн через отвір 10, площа поперечного перерізу якого більша, ніж у імпульсної труби 8. При досягненні рівнем води в басейні максимального значення сила виштовхування, діючи на поплавок 14 і з ним на затвор 12, піднімає їх і затвор 12 перекриває вихідний отвір 10. Вода з напірного трубопроводу поступає в камеру 3 і піднімає тиск в ній. Надлишковий тиск з боку камери 3, діючи на більшу площу діафрагми, ніж потік, що виходить з-під діафрагми, призводить до прогинання діафрагми вниз і повному перекриттю отвору 2 по сідлу 4. В результаті цього в трубопроводі і в камері 3 тиск піднімається до максимального, якій відповідає нулевій подачі насоса, або статичному напорові, що дорівнює перепаду рівнів на самопливному трубопроводі. Це підвищення тиску фіксується електроконтактними манометрами або іншими датчиками тиску, які дають сигнал на автоматичне вимкнення насосів.

Якщо внаслідок водовідбору рівень води в басейні понизиться, то поплавок 14 за рахунок сили тяжіння діє на затвор 12, відкриває отвір 10 і стає можливим сполучення камери 3 з басейном. Зняття тиску в камері 3 дозволяє потоку води з боку напірного трубопроводу 1 знову підняти діафрагму 5 над вихідним отвором 2, яким трубопровід сполучається з басейном. На рис. 3.4, а, б стрілками показаний рух води при рівні води в басейні нижче максимально допустимого. Корпус 16 призначений для попередження хвильового, атмосферного і інших можливих впливів на поплавок 14.

На рис. 3.8, з зображений варіант запірнього пристрою камери протитиску 3, який може бути використаний при значних перепадах тиску в трубопроводі 1 і басейні. При рівні води в басейні нижче допустимого поплавок 14 за рахунок сили тяжіння діє через стояк 13 з упором 21 на еластичну армовану діафрагму 18, яка прогинаючись до низу дає можливість камері 3 через отвір 10 сполучатися з басейном. При значному падінні рівня води в басейні поплавок зі штоком може утримуватися від подальшого опускання верхньою напрямною.

Після заповнення басейну і досягнення максимально допустимого рівня води виштовкуюча сила діє на поплавок 14 і зв'язаний з ним клапан 20, який прогинає еластичну діафрагму 18 до її сидла 11 і тим самим перекриває сполучення камери 3 з басейном, внаслідок чого припиняється подача води в басейн.

При падінні рівня води в басейні поплавок 14 силою тяжіння діє на конусний клапан 20, який опускається і відкриває центральний отвір 19, що виконаний в еластичній діафрагмі 18. Вода через отвір 19 скидається з камери 3 в басейн, що призводить до зниження тиску в камері 3 і сили тяжіння поплавок стає достатньо для прогинання діафрагми 18 вниз через упор 21. Знову стає можливим пропуск води з камери протитиску 3 в басейн через отвір 10, площа якого більше площі перерізу імпульсної труби 8. При цьому тиск в камері 3 падає настільки, що тиском з боку трубопроводу діафрагма 5 піднімається над сидлом 4 і звільнює воді вихід в басейн. На рис. 3.4, з стрілками показаний рух води при рівні води в басейні нижче максимально допустимого. Діафрагма 18 одночасно виконує роль прямого елемента для штока 13.

В процесі проведення досліджень в конструкцію водовипуску-стабілізатора рівня були внесені зміни. На рис. 3.9 показана схема водовипуску-стабілізатора із завантаженим датчиком рівня [386].

Водовипуск-стабілізатор рівня працює наступним чином. При не працюючому насосі, спорожненому трубопроводі і наявності води в напірному басейні з рівнем нижче максимально допустимого камера протитиску 3 сполучається з басейном через отвори 15, 14 і діафрагма 5, яка сприймає тиск з боку камери 3, перекриває вихідний отвір 2 і не допускає течію води з басей-

на в трубопровід 1. При цьому зворотний клапан 9, який встановлено на імпульсній трубці 8, попереджує потрапляння води з камери 3 в трубопровід 1.

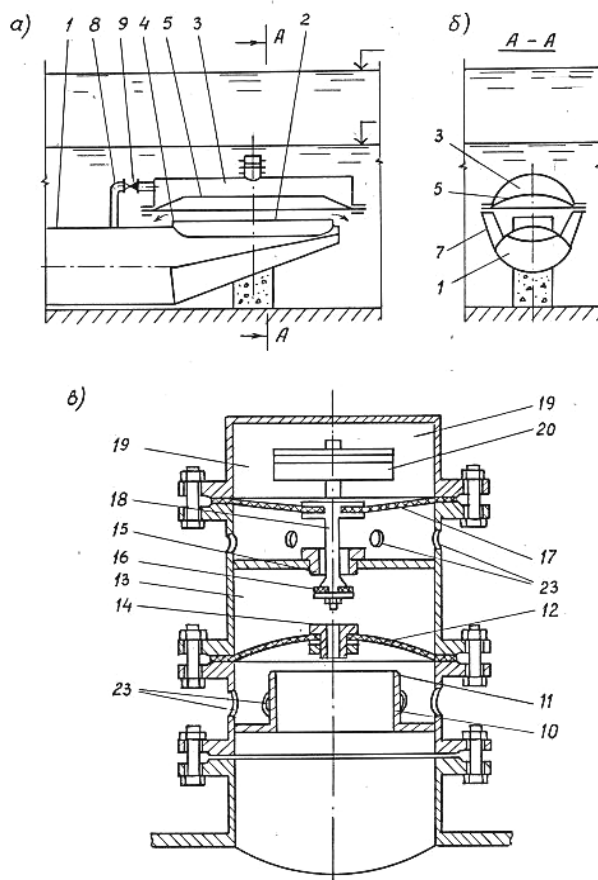


Рис. 3.9. Схема водовипуску-стабілізатора із завантаженим датчиком рівня

При пуску насоса відбувається подача води в трубопровід 1 і потік, діючи на діафрагму 5, піднімає її і виходить в басейн. Одноразом з цим вода через імпульсну трубку 8 і отвір 11 також виливається в басейн, при цьому тиск в камері 3 встановлюється

менше тиску в трубопроводі на величину гідравлічних втрат, і запирання отвору 2 не виникає.

При досягненні рівне води в басейні максимально допустимого значення, гідростатичний тиск води на діафрагму 17 долає вагу вантажу 20 і отвір 15 закривається клапаном 16. Це призводить до того, що тиск всередині гідро підсилювача 13 підвищується за рахунок надходження води через отвір 14 і діаграма 12 перекриває отвір 10 за сідлом 11. Це в свою чергу призводить до підвищення тиску в камері 3 за рахунок надходження води через імпульсну трубку 87 і діафрагма 5 перекриває отвір 2 водовипуску, після чого подача води в басейн припиняється.

Якщо рівень води в басейні понизиться, то вантаж 20 опустить шток 18 з клапаном 16 і відкриє отвір над клапаном 16, тиск в камері 13 впаде, що призведе до відкриття отвору 10. Це, в свою чергу, викличе падіння тиску в камері 3, відкриття отвору 2 і вода почне поступати в з напірного трубопроводу 1 в басейн. Отвори 22 і 23 слугують для сполучення відповідних камер з басейном.

Запропонована конструкція датчика рівня з вантажем значно компактніша варіанту датчика з поплавком, менш металоємна і має підвищену надійність роботи. Дана конструкція датчика рівня універсальна і може застосовуватися для водовипуску-стабілізатора будь-якого розміру. Цьому сприяє застосування гідро підсилювача в конструкції датчика, причому гідропідсилювач дозволяє перекривати отвори значної площі при незначній регулюючій дії на клапан з вантажем. Розроблений пристрій відноситься до гідравлічних авторегуляторів непрямої дії.

Прямотечійний водовипуск (патент на корисну модель. Україна. № 100772), що містить корпус, гнучкий запірний елемент і аераційну трубу-стояк, який відрізняється тим, що корпус виконано у вигляді кінцевої ділянки напірного трубопроводу, верхня частина якого зрізана на довжині двох-трьох діаметрів, а гнучкий армований запірний елемент закріплений накладками і затискачами до верхнього півкола корпусу і до діаметрально розташованих горизонтальних полок, які приєднані до нижньої частини корпусу.

На рис. 3.10 показано поздовжній переріз прямотесійного водовипуску, а на рис. 3.11 – вигляд прямотечійного водовипуску

з боку напірного басейна.

Пристрій працює наступним чином. В умовах нормальної експлуатації потік рідини піднімає гнучкий елемент 2 і без зміни напрямку руху з мінімальним гідравлічним опором виходить в напірний басейн.

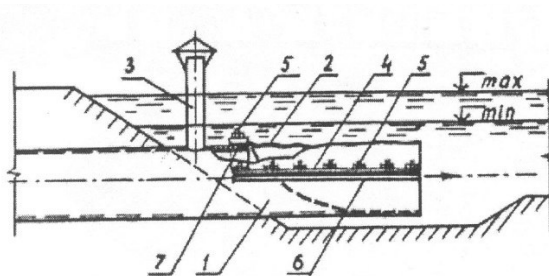


Рис. 3.10. Поздовжній переріз прямоотечісного водовипуску (ПВ)

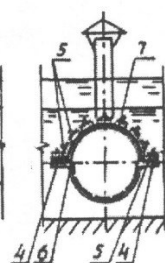


Рис. 3.11. Вигляд ПВ з боку напірного басейна

В процесі зупинки насоса зворотний потік рідини притискає гнучкий елемент до внутрішньої сторони нижньої частини корпусу 1 і тим самим припиняє потрапляння води з напірного басейна в трубопровід, а повітря поступає в трубопровід, що спорожнюється, аераційною трубою-стояком 3. Положення гнучкого елемента в закритому стані показано пунктирною лінією на рис. 3.10.

При пусках насоса повітря з трубопроводу виходить в атмосферу аераційною трубою 3.

Переваги запропонованої конструкції водовипуску є те, що вона проста і дешева, з полегшеними умовами експлуатації. Відсутність просторових поворотів гідравлічного потоку суттєво зменшує її гідравлічний опір і ширину споруди, що обумовлює зниження її матеріалоемності. Крім цього застосування даної конструкції водовипуску не обмежується великими значеннями коливання рівнів води в напірному басейні, на відміну від інших типів водовипусків.

Водовипуск насосної станції (патент на корисну модель. Україна, № 117827), що містить кінцевий оголовок трубопроводу, запірний затвор, виконаний у вигляді у вигляді порожнисто-

го циліндра з нижньою частиною, обмежувач відкриття, який відрізняється тим, що кінцевий оголовок напірного трубопроводу виконано у вигляді комбінованого переходу з круглого поперечного перерізу трубопроводу до прямокутного в поєднанні з вертикальною циліндричною частиною, при цьому діаметр сідла затвора прийнято більшим ніж діаметр трубопроводу для забезпечення допустимої вихідної швидкості потоку води, а обмежувач відкриття затвора утворено вертикальним циліндричним стояком, який жорстко з'єднаний з кінцевим оголовком трубопроводу і внутрішнім стаканом з двома напрямними антифрикційними кільцями або суцільною антифрикційною втулкою, і внутрішньою циліндричною вертикальною камерою затвора, яка герметизована верхньою кришкою з можливістю переміщення запірного затвора відносно стакана.

На рис. 3.12 показаний водовипуск, поздовжній переріз; на рис. 3.13 те ж, вигляд зверху; на рис. 3.14 затвор у відкритому положенні.

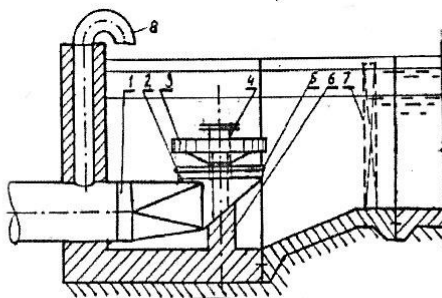


Рис. 3.12. Поздовжній переріз водовипуску

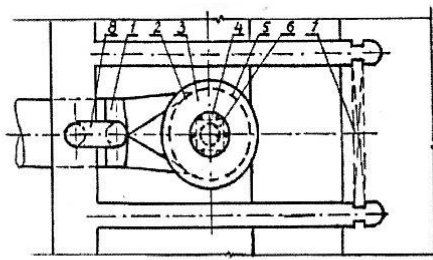


Рис. 3.13. Водовипуск насосної станції: вигляд зверху

Запропонована конструкція водовипуску створює сприятливу гідравлічну структуру потоку, тому що струмени виконують плавні повороти наближені до прямотечій них і цим забезпечують зниження гідравлічних втрат напору і економію електроенергії при експлуатації насосної станції.

Водовипуск містить кінцевий оголовок трубопроводу 1 з сидлом 2; запірний затвор 3, виконаний у вигляді порожнистого циліндра з конічною нижньою частиною; обмежувач відкриття затвора 4; ущільнюючу стрічку 5; бетонну опору оголовка 6; ремонтний затвор 7; повітряну трубу 8.

Обмежувач відкриття затвора 4 складається з вертикального циліндричного стояка 9, який жорстко з'єднаний з кінцевим оголовком трубопроводу і внутрішнім стаканом 10 з двома напрямними антифрикційними кільцями або суцільною антифрикційною втулкою, і внутрішньої циліндричної вертикальної камери 12 запірного затвора 3, яка герметизується верхньою кришкою 13 з можливістю переміщення запірного затвора 3 відносно стакана 10.

Пристрій працює наступним чином. При вимкненому насосі вода в напірний трубопровід не подається і запірний затвор 3 притиснутий до сидла 2 гідростатичним тиском води.

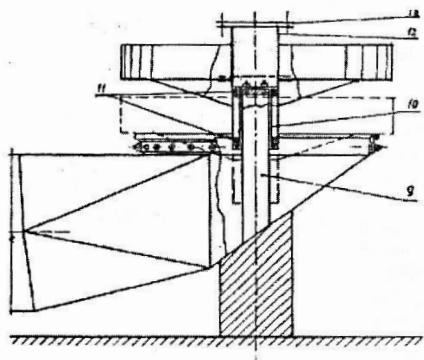


Рис. 3.14. Затвор водовипуску у відкритому положенні

В процесі пуску насоса напірний трубопровід заповнюється водою і повітря витісняється з нього повітряною трубою 8. В момент повного заповнення трубопроводу виникає гідродинамі-

чна сила, яка напрямлена вверху і намагається підняти запірний затвор 3. Через те, що запірний затвор 3 має майже нульову плавучість, то відкриття відбувається при невеликих втратах напору. Дуже швидкому підняттю затвора перешкоджає зусилля, яке виникає при заповненні водою внутрішньої камери 12. Величина відкриття запірного затвора 3 визначається обмежувачем 4, причому швидкість потоку на виході з водовипуску повинна бути не вище рекомендованої, а максимальне відкриття запірного затвора 3 повинно бути не менше $\frac{1}{4}$ діаметра сидла 2.

Після вимикання насоса швидкість витікання води зменшується, одночасно зменшується гідродинамічна дія потоку на запірний затвор 3, і він повільно починає опускатися на сидло 2, перешкоджаючи зворотному потоку води. При цьому з одного боку виникає значне підсмоктуюче зусилля, яке прискорює закриття запірного затвора 3, а з другого боку при витісненні водиз внутрішньої камери 12 виникає гальмівне зусилля, яке уповільнює закриття запірного затвора 3. Для зменшення сили тертя при переміщенні запірного затвора 3 кільця внутрішнього стакана 10 або суцільна втулка можуть бути виконані, застосовуючи будь-який антифрикційний матеріал – капрон, фторопласт, тордон, вуглепластик і ін. При опусканні запірного затвора 3 на сидло 2 зворотна течія води припиняється. При подальшому спорожненні трубопроводу вакуум в ньому не утворюється, тому що повітря заповнює трубопровід через повітряну трубу 8. При опущеному затворі ущільнення між запірним затвором з і сидлом 2 забезпечується за рахунок деякої деформації ущільнюючої стрічки 5.

Як показують попередні дослідження водовипуск створює сприятливі впливи на характер перехідних процесів в насосній установці і може застосовуватися при значних коливаннях рівня води у відповідному каналі, водосховищі або басейні регулювання. При цьому в порівнянні з сифонним водовипуском забезпечується економія електроенергії, металевих конструкцій і будівельного бетону.

3.2. Дослідження гідравлічних і гідромеханічних характеристик водовипусків насосних станцій

Експериментальна установка

Метою лабораторних досліджень є отримання коефіцієнтів гідравлічних опорів водовипусків і коефіцієнтів тиску при різних умовах експлуатації. Для експериментального визначення цих величин на лабораторній установці з моделлю водовипуску необхідно виконувати вимірювання наступних параметрів:

1. Витрату води через водовипуск при прямій и зворотній течії води;

2. Втрати напору в тих же режимах;

3. Гідродинамічні дії потоку на запірний елемент в тих же режимах;

4. Величину відкриття запірного елементу.

Для зазначених вимірювань використовуються два мірних трикутних водозливи, п'єзометри, динамометр ДОСМ-3-0,06 и шпіденмасштаби.

Гідравлічні і гідромеханічні характеристики водовипусків визначалися експериментально на лабораторній установці, схема якої приведена на рис. 3.15.

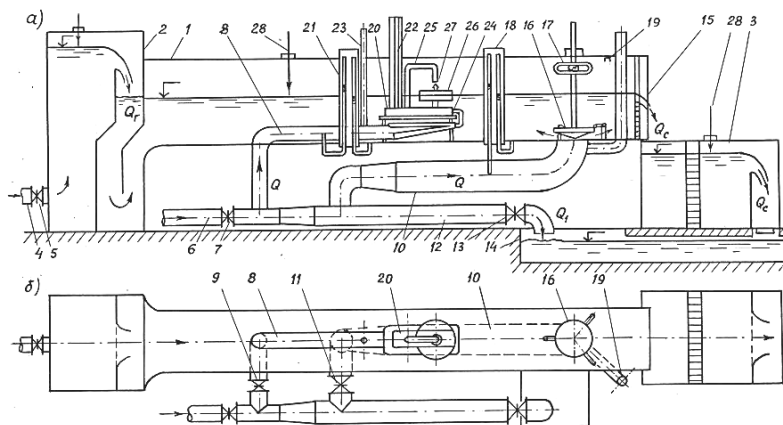


Рис. 3.15. Схема експериментальної установки

Моделі водовипускних споруд досліджувалися в гідравлічному лотку з скляними стінками шириною 60 см і довжиною 3,5 м.

В склад лабораторної установки, рис. 3.15, входять наступні основні елементи:

- 1 – гідравлічний лоток;
- 2 – мірний бак в голові лотка з трикутним водозливом для вимірювання загальної витрати Q_T ;
- 3 – мірний бак на виході з трикутним водозливом для вимірювання витрати, яка скидається з лотка;
- 4 – трубопровід, який живить напірний мірний бак 2;
- 5 – засувка на живильному трубопроводі;
- 6 – загальний напірний трубопровід;
- 7 – засувка на загальному напірному трубопроводі;
- 8 – напірний трубопровід діафрагмового водовипуску;
- 9 – засувка на напірному трубопроводі діафрагмового водовипуску;
- 10 – напірний трубопровід поплавкового водовипуску;
- 11 – засувка на напірному трубопроводі поплавкового водовипуску;
- 12 – скидний трубопровід;
- 13 – засувка на скидному трубопроводі;
- 14 – бетонний відвідний лоток;
- 15 – шандорний затвор, для регулювання рівня води в лотку;
- 16 – поплавковий водовипуск;
- 17 – динамометр, ДОСМ-3-0,05;
- 18 – п'єзометри поплавкового водовипуску;
- 19 – повітропровідна трубка поплавкового водовипуску;
- 20 – діафрагмовий водовипуск;
- 21 – п'єзометри діафрагмового водовипуску;
- 22 – п'єзометр камери протитиску;
- 23 – повітропровідна трубка діафрагмового водовипуску;
- 24 – імпульсна трубка;
- 25 – відвідна трубка;
- 26 – поплавок;
- 27 – голчастий затвор;
- 28 – шпівмасштаби, (мірні голки).

Методика проведення досліджень

Методика проведення досліджень передбачає використання методу моделювання на фізичних моделях. Моделювання гідромеханічних явищ проводиться на основі теорії подібності і розмірностей [48; 137; 533; 575; 581]. Гідравлічне моделювання дозволяє виявити гідравлічний режим споруди; дослідити явища, які не піддаються теоретичному розрахунку, вишукати шляхи усунення несприятливих факторів і явищ, вибрати оптимальні з можливих рішень.

Подібними називаються явища, які протікають в геометрично подібних системах, коли спостерігаються процеси однакової фізичної природи, а однакові величини в схожих точках мають постійні між собою співвідношення. При проведенні гідравлічних досліджень використовують наступні безрозмірні критерії (числа) подібності:

критерій Фруда

$$\frac{\text{сили} \cdot \text{інерції}}{\text{сили} \cdot \text{тяжіння}} = \frac{v_m^2}{g_m L_m} = \frac{v_n^2}{g_n L_n} = Fr = idem; \quad (3.28)$$

критерій Рейнольдса

$$\frac{\text{сили} \cdot \text{інерції}}{\text{сили} \cdot \text{тертя}} = \frac{v_m L_m}{\nu_m} = \frac{v_n L_n}{\nu_n} = Re = idem; \quad (3.29)$$

критерій Ейлера

$$\frac{\text{сили} \cdot \text{інерції}}{\text{сили} \cdot \text{тиску}} = \frac{\rho_m v_m}{\Delta p_m} = \frac{\rho_n v_n}{\Delta p_n} = Eu = idem; \quad (3.30)$$

В цих залежностях прийняті наступні позначення:

ρ – густина рідини;

ν – кінематична в'язкість рідини;

L – лінійний розмір;

g – прискорення сили тяжіння;

Δp – перепад тиску.

Індексами «м» і «н» відповідно зазначені параметри, які відносяться до моделі і натури.

Таким чином, в подібних потоках відношення сил інерції до окремих діючих сил мають однакові чисельні значення. Важливим наслідком подібності потоків є однаковість безрозмірних коефіцієнтів для моделі і натури, наприклад, коефіцієнтів опору

$\zeta = idem$, коефіцієнтів витрати $\mu = idem$ тощо. В подальшому обробку експериментальних даних будемо проводити за тими чи іншими безрозмірними коефіцієнтами і це дозволить одразу отримати залежності для натурних розмірів споруд.

Для повної динамічної подібності потрібна одночасна рівність критеріїв подібності $Fr = idem$ і $Re = idem$, що практично важко виконати, тому що потребує моделювання на рідині, у якій в'язкість сильно відрізняється від в'язкості води. Тому використовують часткове моделювання за визначальним критерієм.

При дослідженні водовипускних споруд визначальним критерієм необхідно приймати критерій Фруда, причому для основних експлуатаційних режимів споруд повинна спостерігатися автомодельність по Рейнольдсу, коли режим течії на залежить від цього критерію.

Визначення гідравлічних параметрів потоку в водовипускних спорудах проводилося в усталених режимах руху води. З точки зору гідравлічних опорів прямий рух відповідає умовам виходу потоку з трубопроводу в басейн під рівень води, коли відкриті засувки 7 і 9 і закриті засувки 5 і 11, рис. 3.15, а зворотний рух відповідає умовам входу води в трубопровід, коли відкриті засувки 5 і 11 і закриті засувки 7 і 9.

Витрата води Q_v , яка проходить через модель водовипуску при прямому русі, вимірювалася за допомогою відтарованого мірного трикутного водозливу, який розташований в баку 3. При зворотному русі води витрата через водовипуск знаходиться як різниця витрат, що заміряні на трикутних водозливах в баках 2 і 3, тобто

$$Q_1 = Q_r - Q_c. \quad (3.31)$$

Втрати напору Z на водовипуску визначаються за показами скляних п'єзометрів 18, 21. Глибина води в лотку знаходиться за показами шпiценмасштабу. Гідродинамічні дії потоку на поплачковий затвор F або F_n фіксувалися зразковим динамометром ДОСМ-3-0,05, який був закріплений знизу шкали шпiценмасштабу, що дозволило визначати і величину відкриття затвора водовипуску h_3 . Відкриття діафрагмового водовипуску вимірювалося за положенням діафрагми при знятій кришці камери проти-

тиску. Методика проведення дослідів була наступною. Було прийнято вісім значень відносного відкриття затвора h_3/D_o 0,05; 0,1; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; де D_o – діаметр сідла поплавкового клапана. Задане відкриття клапана встановлювалося за допомогою шпінценмасштабу. Витрата рідини регулювалося засувками змінювалося від 0,0048 м³/с до 0,0404 м³/с, причому число Рейнольдса знаходилося в межах від $Re = 20 \cdot 10^3$ до $276 \cdot 10^3$. Вимірювання проводилося для прямої течії рідини через водовипуск з витратою $Q_e > 0$ – імітація нормальної роботи насоса; і зворотна течія при $Q_e < 0$ – імітація гальмівного і турбінного режиму роботи насоса. Для розрахункового відносного відкриття водовипуску $h_3/D_o = 0,25$ автономність гідродинамічних процесів спостерігається при $Re > 80 \cdot 10^3$.

Параметри гідравлічного потоку вимірювалися тільки в установлених режимах, коли змін в б'єфах і п'єзометрах не спостерігалося. На початку, в середині і в кінці дослідів визначалася температура води за допомогою ртутного термометра з 100° шкалою. Температуру води необхідно враховувати для оцінки в'язкості води при визначенні чисел Рейнольдса.

Поплавковий водовипуск

Дослідження поплавкового водовипуску виконувалося на моделі водовипуску з діаметром напірного трубопроводу $D_o = 200$ мм. Така модель дає масштаб моделювання $\alpha_l = 10$, якщо напірний трубопровід натурної насосної станції має діаметр 2000 мм.

Геометричні розміри проточної частини поплавкового водовипуску у відносних величинах показані на рис. 3.5 і рис. 3.6. Модель запірнього клапана виготовлялася з оцинкованої жести товщиною 0,8 мм. Деталі моделі з'єднувалися шляхом ретельного спаювання. Герметичність пайки перевірялася в водній камері за відсутністю виходу повітря з порожнин моделі.

За результатами вимірювань визначався коефіцієнт гідравлічного опору [96; 373] формула (3.10)

$$\zeta = \frac{z}{v_l^2 / (2g)}, \quad (3.32)$$

де v_l – швидкість води в трубопроводі діаметром 200 мм.

З урахуванням швидкісного напору коефіцієнти опору відповідно для прямої і зворотної течії води формули (3.9) і (3.11):

$$\zeta_s = 1 + \zeta, \quad (3.33)$$

$$\zeta_{sl} = \zeta_l - 1. \quad (3.34)$$

Коефіцієнти гідродинамічної дії потоку на запірний клапан поплавкового водовипуску знаходилися за наступними формулами:

при прямій течії води

$$\beta_1 = \frac{4F}{\Delta p \cdot \pi D_0^2}, \quad (3.35)$$

При зворотній течії води

$$\beta_n = \frac{4F_n}{\Delta p \cdot \pi D_3^2}. \quad (3.36)$$

Для зручності порівняння отриманих даних з результатами досліджень інших авторів результати дослідів представлені в вигляді залежностей $\zeta_s = f(h/D_0)$, рис. 3.3, і $\beta = f(h/D_0)$.

Всього було виконано 62 досліди. Результати дослідів показують, що при $Re > 10 \cdot 10^3$ існують умови автоточності потоку. Аналізуючи результати досліджень прямої течії води через водовипуск, необхідно зазначити, що дослідні значення коефіцієнтів опору ζ_s добре збігаються з даними П. К. Плєсєвичюса [397], які отримані для прохідних клапанів суднових систем. За результатами досліджень нами була підібрана наступна апроксимуюча залежність

$$\zeta_s = 1,3 + 0,2 (h/D_0)^{-1,5}. \quad (3.37)$$

Координати цієї залежності

h/D_0	0,06	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
ζ_s	20,1	7,6	3,54	2,51	2,09	1,86	1,73	1,64

Як показано на рис. 3.3, крива, що відповідає дослідам і побудована за формулою (3.37), проходить нижче всіх інших кривих. Це вказує на те, що запропонована конструкція водовипускної споруди має високу пропускну здатність.

У відповідності до дослідних даних гідродинамічна дія потоку на запірний елемент визначається залежністю

$$F = \Delta p (\pi D_0^2 / 4) \cdot \varepsilon \beta = \Delta p (\pi D_0^2 / 4) \cdot \beta_1, \quad (3.38)$$

де ε – поправочний коефіцієнт, пов’язаний з тим, що діаметр сідла $D_3 = 1,25 D_0$; $\beta_l = \varepsilon\beta$.

Поправочний коефіцієнт ε при $0 < h/D_0 < 0,25$ визначається за формулою

$$\varepsilon = \left(1,25 - 0,395\sqrt[3]{h/D_0}\right)^2. \quad (3.39)$$

Величина β знаходиться за формулою (3.24).

При зворотній течії води через водовипуск було виконано 60 дослідів при восьми відносних відкриттях запірного елемента, рис. 3.4.

Умови автомодельності мають місце для зворотної течії при $Re > 80 \cdot 10^3$.

Залежність $\zeta_{el} = f(h/D_0)$, отримана за дослідними даними, рис. 3.4, можливо апроксимувати виразом

$$\zeta_{el} = 0,5 + 0,119 (h/D_0)^{-1,635}. \quad (3.40)$$

Тоді в відповідності з формулою (3.27) коефіцієнт підсмоктувальної сили можна знайти так

$$\beta_n = \frac{1}{16\zeta_{el} (h/D_0)^2} = \frac{1}{16 \left[0,5 + 0,119 (h/D_0)^{-1,635}\right] (h/D_0)^2} \quad (3.41)$$

або

$$\beta_n = \frac{1}{8(h/D_0)^2 + 1,904(h/D_0)^{0,365}}. \quad (3.42)$$

Значення β_n , які визначені за залежністю (37), відповідають області великих значень цього коефіцієнта, що отримані в досліді.

Таким чином, в результаті проведення лабораторних досліджень отримані числові значення коефіцієнтів опору і коефіцієнтів гідродинамічного тиску як для прямої, так і для зворотної течії води через водовипуск з вертикальним переміщенням запірної елемента.

Результати дослідів графічно представлено також на рис. 3.16 [96, с. 57-63].

При апроксимації дослідних даних одержані аналітичні вирази в такому остаточному вигляді:

$$\zeta_e = 1,3 + 0,2 (h/D_0)^{-1,5}, \quad (3.43)$$

$$\zeta_{\epsilon l} = 0,5 + 0,119 (h/D_0)^{-1,635}, \quad (3.44)$$

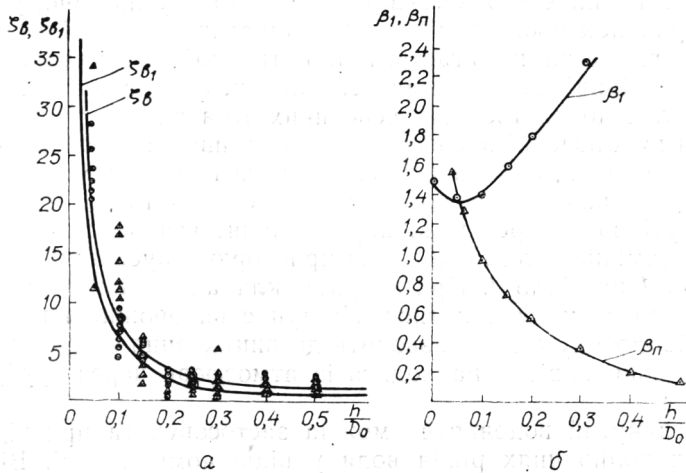


Рис. 3.16. Гідродинамічні характеристики запірнього клапана:

- а) Графіки залежностей $\zeta_{\epsilon} = f(h/D_0)$, $\zeta_{\epsilon l} = f(h/D_0)$;
 б) Графіки залежностей $\beta_l = f(h/D_0)$, $\beta_n = f(h/D_0)$

$$\beta_l = \epsilon \beta = \left(1 + \frac{2}{\zeta_{\epsilon} + 1}\right) \cdot \left(1,25 + 0,395 \sqrt[3]{h/D_0}\right)^2, \quad (3.45)$$

$$\beta_n = \frac{1}{16 \zeta_{\epsilon l} (h/D_0)^2}. \quad (3.46)$$

Ці формули досить точно описують характер дослідних залежностей у розрахунковому діапазоні відносних відкриттів запірнього затвора від $h/D_0 = 0$ до $h/D_0 = 0,3$. На рис. 3.16 результати розрахунків за формулами (3.44)-(3.46) наведені суцільними лініями.

Підібрані апроксимуючі залежності використовують при проектуванні водовипусків і вони особливо необхідні для побудови математичної моделі роботи водовипускних пристроїв при перехідних режимах [96].

Діафрагмовий водовипуск

Гідравлічні дослідження діафрагмового водовипуску виконувалися з моделлю, яка мала діаметр напірного трубопроводу D_0 .

= 100 мм [373]. На рис. 3.7 указані відносні розміри моделі. Досліджувалися два варіанти проточної частини:

- а) без звуження кінцевої ділянки трубопроводу під вихідним отвором;
- б) при наявності звуження кінцевої частини трубопроводу. Звуження виконано з частин трубопроводу того ж діаметра.

Пропускна здатність водовипуску визначається величиною підняття діафрагми над сідлом $h_{\text{щ}}$. Розрахункова схема, на якій показана величина $h_{\text{щ}}$, приведена на рис. 3.7, з. Величина радіусу діафрагми підбирається за результатами вимірювання її координат, які проводилися в кожному досліді. При відомій висоті встановлення площадки заземлення діафрагми над сідлом h_o , з'ясовується значення y і знаходиться висота щілини за формулою

$$h_{\text{щ}} = R - y. \quad (3.47)$$

Ця робота виконувалася на окремих форматах міліметрового паперу і значення $h_{\text{щ}}$ знаходилося в результаті графічних побудов, які виконувалися для кожного досліді. Досліди проводилися для чотирьох висотних положень діафрагми, тобто при $h_o = 0$; $h_o = 6$ мм; $h_o = 12$ мм; $h_o = 18$ мм або у відносних величинах

h_o/D_o	0	0,06	0,12	0,18.
-----------	---	------	------	-------

За даними дослідів побудовані залежності $\zeta_s = f(h_{\text{щ}} / D_o)$. Для діафрагмового водовипуску без звуження при $l_o = 4D_o$ і $b_o = 0,5D_o$

$$\zeta_s = 0,87 + 0,077 \left(\frac{h_{\text{щ}}}{D_o} \right)^{-1,415}. \quad (3.48)$$

Для діафрагмового водовипуску зі звуженням $l_o = 4D_o$, $b_o = 0,5D_o$ і $h_o/D_o = 0,1$ середнє значення коефіцієнту опору $\zeta_s = 1,11$.

В подальших дослідженнях [365] – серія із 200 дослідів – вивчалася модель водовипуску зі звуженою нижньою частиною, яка мала вихідний отвір $l_o = 4D_o$, $b_o = 0,5D_o$.

Ширина запірної гумової армованої діафрагми приймалася в межах $b_o = 120 \dots 160$ мм при відстані між лініями поздовжнього заземлення $b_3 = 95$ мм.

Висота положення діафрагми над сідлом $b_o = 120 \dots 160$ мм. Найбільше значення коефіцієнту опору в цій серії дослідів отримали при відношенні $b_o/D_o = 1,2 \dots 1,3$ і для числа Рейнольдса $Re_D = vD_o/\nu_\delta = 40000$ вони досягають $\zeta_j = 0,5 \dots 0,62$. При зростанні ширини діафрагми до $b_o = 140 \dots 160$ мм гідравлічні опори зменшилися до $\zeta_j = 0,32 \dots 0,42$ і практично не залежали від положення діафрагми над сідлом. При проведенні досліджень було зазначено, що потік за водовипуском при виході у лоток дещо нерівномірний і нестабільний, тобто кінематична енергія потоку, який виходить з трубопроводу, є частиною втрат енергії, що обумовлена розміщенням на трубопроводі водовипуску. Тому для водовипуску сумарні гідравлічні втрати визначаються як сума втрат в місцевому опорі і швидкісного напору. Тоді сумарний коефіцієнт опору

$$\zeta_f = \zeta_j + 1. \quad (3.49)$$

За результатами дослідів цієї серії підібрана емпірична залежність

$$\zeta_j = 0,425 - \frac{16800}{Re_D} + \frac{1008 \cdot 10^6}{(Re_D)^2}, \quad (3.50)$$

Яка описує результати дослідів для відношення $b_o/D_o = 1,6$ незалежно від положення діафрагми над сідлом; для $b_o/D_o = 1,4$ при $h_o/D_o = 0,03$; для $b_o/D_o = 1,2 \dots 1,3$ при $h_o/D_o = 0,1 \dots 0,15$; причому для всіх випадків $b_3/D_o = 0,95$.

В наступній серії дослідів [299] – більше ста дослідів – вихідний отвір діафрагмового водовипуску зі звуженою частиною мав довжину $l_o = 2D_o$, $b_o = 0,5D_o$. Відстань між лініями поздовжнього защемлення $b_3 = 98$ мм, а ширина запірної діафрагми змінювалася від $b_o = 100 \dots 123$ мм. Запірна діафрагма при поздовжньому защемленні мала провисання достатнє для перекриття вихідного отвору водовипуску. Висота защемлення діафрагми над сідлом змінювалася в межах $h_o = 3 \dots 26$ мм.

Для всіх дослідів цієї серії отримана узагальнююча залежність для визначення коефіцієнта гідравлічного опору клиновидного водовипуску при $l_o = 2D_o$, $b_o = 0,5D_o$

$$\zeta_j = 1,3 \left(\frac{h_o}{D_o} \right)^{0,86 \left(\frac{h_o}{D_o} \right) - 1,19} + \frac{1,84 - 1,21 \left(\frac{b_o}{D_o} - 1 \right)^{0,227}}{10^5} (Re_D - 40000)^{0,87 \left(\frac{b_o}{D_o} \right) - 0,235} \quad (3.51)$$

Дана залежність апроксимує результати дослідів для і водовипуск при числі Рейнольдса $Re_D > 40000$ і відношеннях $b_o/D_o = 1,0 \dots 1,23$; і $h_o/D_o = 0,03 \dots 0,26$ з похибкою $5 \dots 8\%$.

Експериментальні дослідження пропускної здатності моделей водовипусків показали, що гідравлічні опори водовипусків залежать від форми виконання проточної частини клиновидної ділянки трубопроводу, тобто довжини вихідного отвору, по якому повинно відбуватися рівномірне розтікання потоку води. Разом з тим, в обох випадках через торцеву частину водовипуску, протилежну напірному трубопроводу, проходить дещо більша частина витрати, причому в водовипуску з отвором $l_o = 2D_o$ ця частина значна і оптимальний коефіцієнт гідравлічного опору становить $\zeta_j = 2,0$.

Для водовипуску, у якого випускний отвір має довжину $l_o = 4D_o$ розподіл потоку по довжині отвору спостерігалось більш рівномірно і оптимальний коефіцієнт гідравлічного опору становив $\zeta_j = 0,36$. В цьому випадку ширину діафрагми приймають з відношеннями $b_o/D_o = 1,2-1,3$; $b_3/D_o = 0,98-1,0$ при висоті діафрагми над сідлом в межах $h_o/D_o = 0,1-0,15$.

Діафрагмовий водовипуск-стабілізатор рівня води

Аналіз результатів досліджень пропускної здатності водовипусків діафрагмового типу, у яких проточна частина така ж як і у водовипусків-стабілізаторів рівня води (ВС), рис. 3.8 і рис. 3.9, показали, що водовипуск з водовипускним отвором $l_o = 4D_o$ має більшу пропускну здатність, ніж водовипуск з вихідним отвором $l_o = 2D_o$. Проте наявність малих гідравлічних опорів на ВС обумовлює значне зростання часу закриття цього водовипуску, а при малих витратах води черех водовипуск і відповідно малих втратах напору – його водовипускний отвір не перекривається

зовсім. Необхідно зазначити, що водовипуск з довжиною отвору $l_o = 4D_o$ потребує і камеру протитиску довжиною $l_k = 5D_o$. Таким чином для ВС доцільно застосовувати довжину отвору $l_o = 2D_o$.

Дослідження пропускної здатності водовипуску-стабілізатора рівня [374] виконувалися лише для прямої течії потоку при $l_o = 2D_o$, $b_o = 0,5D_o$. Над сідлом розміщувалася рама з закріпленою за периметром армованою діафрагмою з еластичного матеріалу товщиною 0,25 мм. Внутрішні розміри рами за контуром защемлення; довжина $l_3 = 2,5D_o = 250$ мм, $b_3 = D_o = 100$ мм. Рама закріплювалася над сідлом на різній висоті, постійній для кожної серії дослідів. Фіксувалося положення діафрагми в кожному досліді, що дозволяло визначати її радіус кривизни і відповідне йому відкриття h_{uc} . За результатами дослідів отримана емпірична залежність для визначення значень ζ_s

$$\zeta_s = 1,8 + 0,0251 \left(\frac{h_{uc}}{D_{np}} \right)^{-2,5}, \quad (3.52)$$

де D_{np} – приведений діаметр, який відповідає діаметру круга з площею, що є рівною площі перерізу водовипускного отвору за площиною сідла ω_c , причому

$$D_{np} = \sqrt{\frac{4\omega_c}{\pi}}.$$

Проведені дослідження показують, що для даної конструкції ВС можна проектувати висоту камери протитиску над сідлом $h_o = 10 \dots 15$ мм, тобто $h_o = (0,1 \dots 0,15)D_o$. При цьому коефіцієнти опору отримали відповідно $\zeta_s = 2,87$ і $\zeta_s = 2,53$.

З метою визначення змін пропускної здатності ВС в процесі його закриття при досягненні заданого рівня води в басейні була проведена серія дослідів [365]. В цій серії при постійній висоті закріплення рами з діафрагмою над сідлом $h_o = 5$ мм змінювалося тільки положення самої діафрагми над сідлом, що імітувало процес перекриття вихідного отвору ВС. Положення діафрагми над сідлом встановлювалося за допомогою металевої частини за формулю сідла, яка виконана з алюмінієвої пластини товщиною 2 мм і яка утримувалась в потрібному положенні шпіденмасш-

табом. Дана частина була виконана подовженою з напівколами по кінцям і поглибленням 10 мм.

Найбільші значення коефіцієнтів гідравлічного опору отримали при $h_{\text{ш}}/D_{\text{np}} \geq 0,15$ і знаходилися в межах $\zeta_{\text{с}} = 3,03\text{--}2,43$. При зменшенні відношення до $h_{\text{ш}}/D_{\text{np}} = 0,01$ коефіцієнт гідравлічного опору зростає до $\zeta_{\text{с}} = 100$.

Дослідні дані описуються наступними залежностями: при $h_{\text{ш}}/D_{\text{np}} > 0,02$

$$\zeta_{\text{с}} = 1,635 + 0,122 \left(\frac{h_{\text{ш}}}{D_{\text{np}}} - 0,00435 + 2,175 \cdot 10^{-7} \text{Re} \right)^{-1,592}, \quad (3.53)$$

при $0 < h_{\text{ш}}/D_{\text{np}} \leq 0,02$

$$\zeta_{\text{с}} = 1,675 + 0,135 \left(\frac{h_{\text{ш}}}{D_{\text{np}}} \right)^{K_{\text{ш}}}, \quad (3.54)$$

$$\text{де } K_{\text{ш}} = 2,1 \cdot 10^{-6} \text{Re} - 7,1 \cdot 10^{-12} (\text{Re} - 160000)^2 - 1,5, \quad (3.55)$$

$$\text{Re} = d_{\text{мп}} Q / (\omega_{\text{мп}} \nu_{\text{с}}). \quad (3.56)$$

Дослідження пропускної здатності труби моделі водовипуску-стабілізатора рівня проводилися при перекритому основному отворі водовипуску [365].

Через імпульсну трубу, рис. 3.8 і рис. 3.9, вода подавалася в камеру протитиску, а далі вона потрапляла в мірну посудину. Тиск в трубопроводі перед імпульсною трубою і тиск в камері протитиску вимірювалися зразковими манометрами. На імпульсній трубі діаметром $D_{\text{им}} = 13$ мм встановлювалися дросельні шайби з різними діаметрами наскрізних центральних отворів. В даній серії для водовипуску з вихідним отвором довжиною $l_o = 2D_o$ було проведено біля ста дослідів з діаметрами отворів дросельних шайб

$d_{\text{др}} = 2,3$ мм; $d_{\text{др}} = 2,9$ мм; $d_{\text{др}} = 3,5$ мм; $d_{\text{др}} = 4,0$ мм; і без дроселя. Результати досліджень пропускної здатності імпульсної труби у вигляді залежностей $\Delta p = f(Q)$ представлені на рис. 3.17. Пропускна здатність імпульсної труби з дроселем при перепаді тисків Δp , який дорівнює $0,5 \dots 0,75$ кГс/см² змінюється в межах $0,05 \dots 0,15$ л/с. в залежності від діаметру отвору дроселя.

При відсутності дроселя пропускна здатність вище і досягає 0,3 л/с при перепаді тисків $\Delta p = 0,6 \text{ кгс/см}^2$.

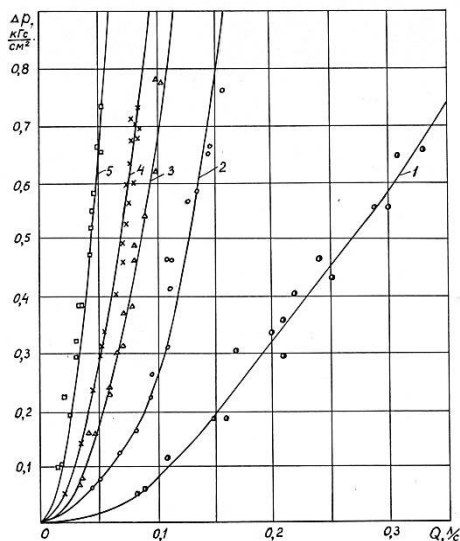


Рис. 3.17. Пропускна здатність імпульсної труби у вигляді залежностей $\Delta p = f(Q)$: 1 – без дроселя; при наявності дроселів з діаметрами: 2 – 2,3 мм; 3 – 2,9 мм; 4 – 3,5 мм; 5 – 4,0 мм

3.3. Експериментальні дослідження перехідних гідромеханічних процесів на моделях водовипусків насосних станцій

Метою дослідження перехідних процесів в водовипусках-стабілізаторах рівня є отримання параметрів пристрою в процесі його закриття, які фіксуються на осцилограмах. В результаті обробки осцилограм отримані графіки перехідних процесів. Дослідження проводилися на тій же лабораторній установці, рис. 3.15. Для вимірювання тисків в трубопроводі і камері протитиску використовувалися тензометричні датчики, які виготовлялися на базі манометрів з границею вимірювання тиску 16 кгс/см^2 шляхом наклеювання клеєм ВФ 6 двох тензорезисторів з опором 300 ом кожен на чутливий елемент манометра – трубку Бурдона [363]. Два тензометра сумісно з двома внутріш-

німи резисторами тензопідсилювача «Топаз 1» утворювали повний вимірювальний міст опорів, що дозволяло записувати вихідний сигнал за допомогою дванадцятиканального світлопроменевого осцилографа К-12-22. Тензодатчик тиску для вимірювання глибини води в лотку був виготовлений з на базі манометра з границею вимірювання 1 кгс/см^2 шляхом наклеювання двох тензорезисторів на допоміжний чутливий елемент, що збільшує коефіцієнт перетворення в 7-10 разів.

Для вимірювання витрати води, що проходила водовипуском застосовувалася гідрометрична вертушка, яка мала перемикач, що подавав імпульс на кожен оберт вертушки. Вертушка розміщувалася всередині напірного трубопроводу діаметром 100 мм і дозволяла отримувати на осцилограмі піки, частота яких відповідала вимірювальній витраті.

Для вимірювання положення поплавка або чутливого елемента використовувався змінний активний опір, повертання повзунка якого відбувався при переміщенні чутливого елемента. Опір резистора балансувався в початковому положенні. Дебаланс при наявності переміщень подавався на гальванометр осцилографа К-12-22. Час на осцилограмі фіксувався за допомогою електронного годинника, який вбудований в осцилографі.

Методика проведення досліджень передбачала наступну послідовність виконання операцій:

1. Підбиралася чутливість гальванометрів;
2. Виконувалась тарування датчиків тиску, переміщення і витрати;
3. Встановлювався попередній рівень води в лотку і витрата води через водовипуск;
4. Проводився запис початкових параметрів процесу, тобто знімалися покази п'єзометрів, напори на мірних трикутних водозливах, покази манометрів;
5. Вмикався осцилограф;
6. Клапанним затвором піднімався рівень води в лотку;
7. Перехідний процес фіксувався осцилографом до повного затухання коливань тиску в трубопроводі.

Досліди виконувалися при використанні двох чутливих елементів водовипуску: поплавкового типу і водовипуск з отвором

довжиною $l_o = 4D_o$; завантаженого типу і водовипуск з отвором довжиною $l_o = 2D_o$. В останньому випадку варіювалася величина дроселювання на імпульсній трубі водовипуску.

При дослідженні перехідних процесів в моделі ВС с $l_o = 4D_o$, $D_o = 100$ мм і поплавковим чутливим елементом було виконано 29 дослідів [374]. Результати обробки одного дослідів приведені на рис. 3.18.

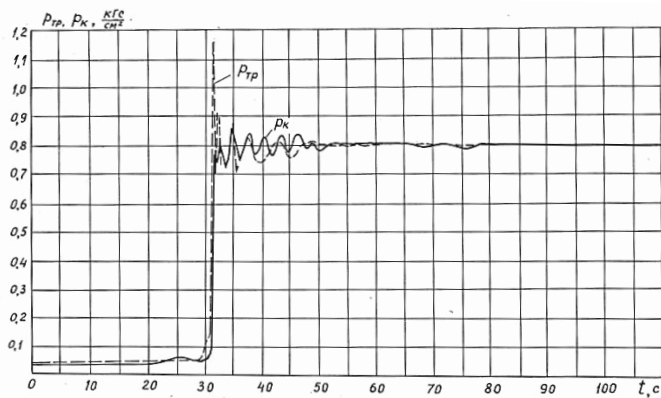


Рис. 3.18. Графіки зміни тисків в водовипуску-стабілізаторі рівнів води при його закритті: $l_o = 4D_o$, $D_o = 100$ мм

На цьому рисунку показані графіки перехідного процесу з моменту часу $t = 0$, коли поплавок досяг верхнього положення і клапан перекрив отвір, яким виходила вода з камери протитиску. З того моменту до повного перекриття випускного отвору водовипуску проходить 31,8 секунди. Запирання вихідного отвору проходило за останні 1,6 секунди цього періоду. Такий закон перекриття вихідного отвору призвів до помітних коливань тиску в напірному трубопроводі і камері протитиску. В умовах натурних споруд такі коливання є неприйнятними. Тому був зроблений висновок про необхідність дроселювання потоку в імпульсній трубі.

При дослідженні перехідних процесів в ВС з $l_o = 2D_o$, $D_o = 100$ мм і чутливим елементом з вантажем було виконано вісім дослідів. Результати трьох дослідів наведені на рис. 3.19-рис. 3.21. Ці дослідів були виконані з однаковою величиною ван-

тажу $P_T = 52$ грама і постійною початковою витратою $Q = 0,024 \text{ м}^3/\text{с}$; діаметр дроселюю чого отвору в імпульсній трубі відповідно дорівнював 3,5 мм; 2,9 мм і без дроселя при діаметрі імпульсної трубки $d_{im} = 14$ мм.

Результати дослідів показують, що в останньому випадку період закриття водовипуску мінімальний, $t_3 = 3,5$ с; процес протікає з помітними коливаннями тиску відносно його статичного значення $p_{ст} = 82$ кПа, рис. 3.19.

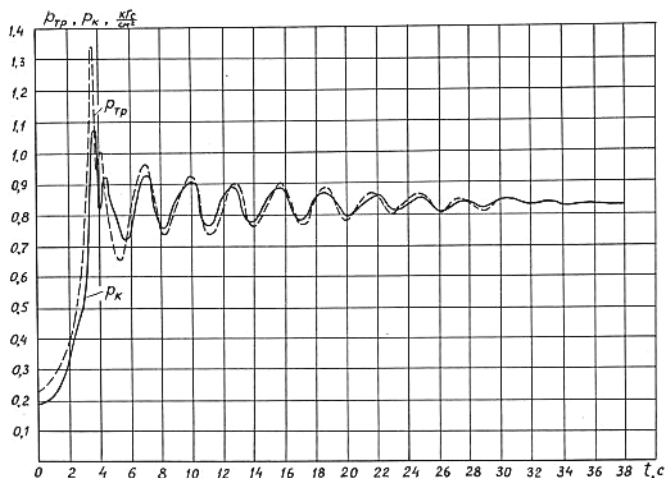


Рис. 3.19. Графіки зміни тиску в водовипуску стабілізаторі рівня води:
 $l_o = 2D_o$, $D_o = 100$ мм, без дроселя

Установка дроселя діаметром 3,5 мм на імпульсній трубі призвела до зростання періоду закриття до 13 секунд і знизило максимальний тиск до 97 кПа, рис. 3.20.

Установка дроселя діаметром 2,9 мм на імпульсній трубі збільшило період закриття водовипуску до 21 секунди і знизило тиск в трубопроводі до 91 кПа, рис. 3.21.

Таким чином, установка дроселів на імпульсній трубі водовипуску-стабілізатора рівня води є ефективним засобом управління перехідним процесом і дозволяє добиватися незначного підвищення тиску в трубопроводі при закритті водовипуску.

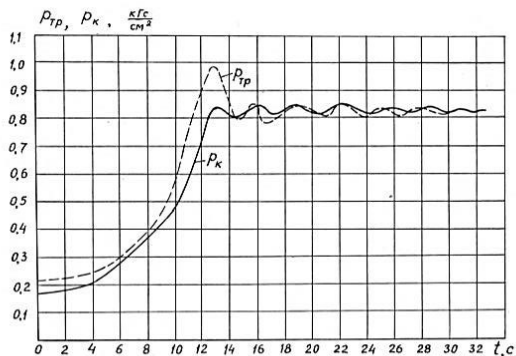


Рис 3.20. Графіки зміни тиску в водовипуску стабілізаторі рівня води:

$$l_o = 2D_o, D_o = 100 \text{ мм}, d_{op} = 3,5 \text{ мм}$$

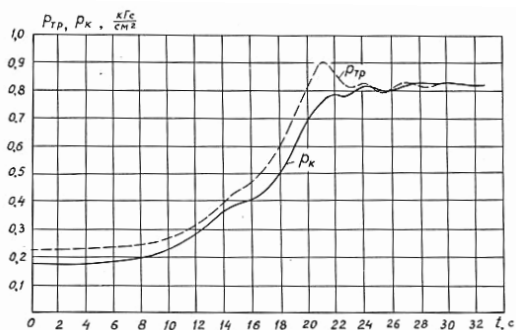


Рис. 3. 21. Графіки зміни тиску в водовипуску стабілізаторі рівня води:

$$l_o = 2D_o, D_o = 100 \text{ мм}, d_{op} = 2,9 \text{ мм}$$

3.4. Натурні дослідження водовипускних пристроїв і їх елементів

Поплавковий водовипуск

На рис. 3.22 представлений поздовжній переріз поплавкового водовипуску, який складається з підвідного патрубка 1 ($d_{mp}=0,5$ м); вертикальної труби 2 ($D=0,71$ м) і поплавка 3, що має нульову плавучість.

Поплавок 3 рівномірно за периметром облаштований трьома обмежувачами 4, які шарнірно з'єднані з поплавком 3 і стійками 5. Причому дві стійки 5 по бокам водовипуску жорстко закріплені до вертикальної труби 2, одна стійка, яка розташована на торці

водовипуску, шарнірно з'єднана в нижній частині з кронштейном, що жорстко прикріплений до вертикальної труби 2. Водовипуск оснащений повітропропускною трубою 6 діаметром 250 мм.

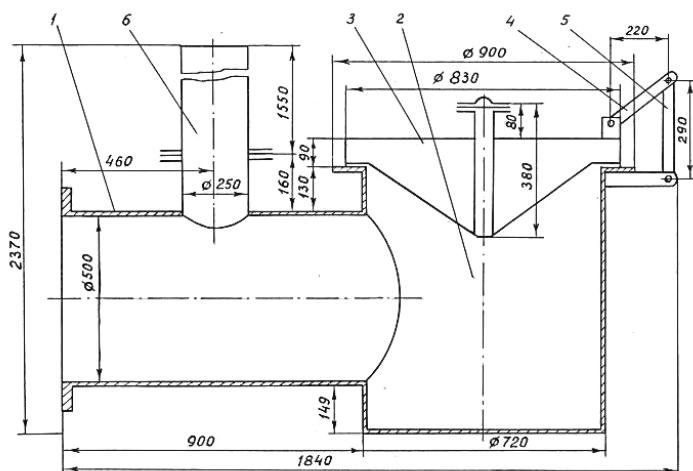


Рис. 3.22. Поздовжній переріз поплавкового водовипуску

Дослідження проводилося на напірному трубопроводі насосної станції першого підйому в радгоспі «Дністровський» Ново-Аненського району МРСР [365], сумісно з інженером П. Д. Бурдюжа.

Методика проведення дослідів полягала в наступному. На водовипуск подавалася витрата води, фіксувалося відкриття поплавка і гідравлічний опір пристрою. При відключенні насосних агрегатів зверталася увага на посадку поплавка на сідло і попередження зворотної течії воли з басейна. Проводився запис на фото стрічку світло променевого осцилографа показання тензометричного датчика тиску і гідрометричної вертушки, які були встановлені в напірному патрубку 1 водовипуску. При роботі водовипуску на незатоплений басейн мали місце додаткові гідравлічні опори, які необхідні для підйому води рівня сідла водовипуску. В цьому випадку при витраті $Q = 25 \text{ м}^3/\text{с}$ гідравлічні втрати напору в водовипуску досягали 1,1 м. Після підвищення рівня води в басейні і затопленні водовипуску поплавки підні-

мався на розрахункову висоту $h_3 = 0,25 D_0$. Втрати гідравлічного напору при цьому знизилися до 0,15 м при витраті $Q = 25 \text{ м}^3/\text{с}$. Це відповідає коефіцієнту гідравлічного опору водовипуску $\zeta=7,38$.

Зростання чисельного значення коефіцієнта опору в порівнянні з модельними випробуваннями пояснюється тим, що в натурному водовипуску проточна частина на виході має недосконалі гідравлічні форми.

Натурними спостереженнями встановлено, що при вимиканні насосного агрегату зменшувалася витрата води через водовипуск, поплавок сідав на сидло і припинялася зворотна течія води. Повітря проходило в трубопроводі, що спорожнювався, через повітряну трубу. При подачі води в водовипуск при рівні води в басейні вище вихідного отвору – повітря виходило з повітропускної труби. Необхідно зазначити, що разом з виходом повітря з повітровипускної труби спостерігалися окремі незначні сплески води. Тому з метою попередження ударного підвищення тиску при підході потоку до водовипуску повітряні труби необхідно виконувати з розмірами наближеними до розмірів напірного трубопроводу.

Таким чином, натурні випробування поплавкового водовипуску підтвердили його задовільну роботу. Досліди показали, що вихідний отвір водовипуску необхідно проектувати нижче мінімального рівня води у відповідному каналу (басейні), бажано відмітку сидла водовипуску розміщувати на відмітці дна каналу (басейна). Висоту підйому поплавка необхідно приймати не менше $\frac{1}{4}$ діаметра вихідного отвору.

Водовипуск-стабілізатор рівня води

Використовуючи результати лабораторних досліджень, був розроблений водовипуск-стабілізатор рівня води, який автоматично припиняв подачу води в водоприймач при підвищенні рівня води в ньому до заданого значення [365]. На рис. 3.23 і рис. 3.24 показані поздовжній переріз і план водовипуску для натурних умов.

Цей водовипуск був встановлений в басейні на напірному трубопроводі насосної станції першого підйому радгоспу «Дністровський» Ново-Аненського району МРСР. На насосній станції

встановлені два насоса марки Д1250-65, які подавали воду в басейн регулювання на висоту 62 м з витратою $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

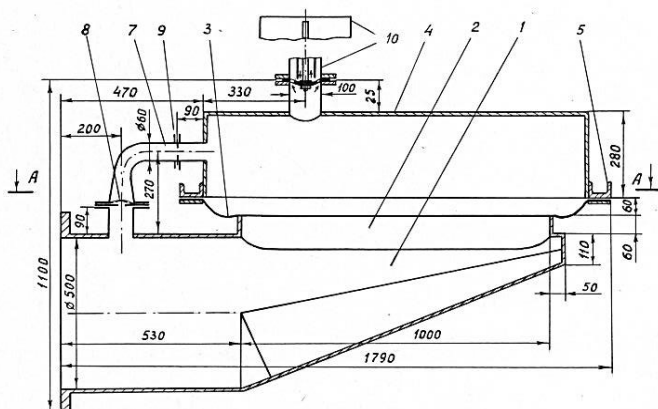


Рис. 3.23. Поздовжній переріз водовипуску-стабілізатора рівня води для натурних умов

Насосні агрегати працювали на один напірний трубопровід, який складався з декількох ділянок сталевих труб. Перша ділянка діаметром 600 мм і довжиною 263 м подавала воду на висоту 55,5 м. Друга ділянка має діаметр 700 мм і довжину 377 мм.

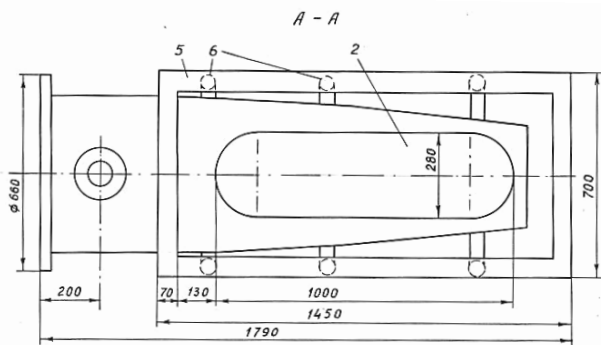


Рис. 3.24. План водовипуску-стабілізатора рівня води для натурних умов

В кінці напірного трубопроводу була коротка ділянка труби діаметром 600 мм і довжиною 11 м, яка виходила в басейн. В

плані по дну басейн має розміри 18,8х37,5 м, глибина басейна 2,4 м; закладання укосів 1,5.

Для запису параметрів перехідного процесу використовувався комплект приладів і апаратури, яка була застосована при випробуваннях поплавкового водовипуску. В першому досліді при пуску насосних агрегатів на незаповнений басейн спочатку з водовипуску виходило повітря, а після заповнення трубопроводу почала витікати вода. Необхідно зауважити, що на імпульсній трубі була встановлена жорстка діафрагма з центральним отвором діаметром 20 мм.

Через 15 хвилин протікання води через водовипуск був примусово піднятий поплавок і через 10 секунд водовипуск перекрив напірний трубопровід. Напір в трубопроводі перед водовипуском підвищився до 8 м вод. ст. Манометри насосних агрегатів також відмітили підвищення тиску на відповідну величину – 0,8 кГс/см². Різких підвищень тиску не спостерігалось. Потім поплавок був звільнений і легко подолав силу гідростатичного тиску на центральний клапан. Відбувся скид води з камери протитиску і водовипуск відкрив напірний трубопровід. Після того проводилися досліді і при заповненому басейні.

При розташуванні вихідного отвору водовипуску вище рівня води в басейні гідравлічний отвір склав 1,3 м, а при піднятті рівня води вище вихідного отвору гідравлічний опір знизився до 0,44 м при витраті 0,5 м³/с. В останньому випадку період часу від моменту підйому поплавка до закриття вихідного отвору водовипуску становило 2 хв, а тиск в трубопроводі плавно підвищився до 8 м вод. ст.

Проведені натурні дослідження підтвердили задовільну роботу водовипуску-стабілізатора рівня води при заглиблення випускного отвору під рівень води.

3.5. Математичне моделювання перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках з поплавковими водовипусками

Поплавковий водовипуск з зовнішніми обмежувачами відкриття затвора

Базуючись на гідравлічних і гідромеханічних характеристиках поплавкового водовипуску, які апроксимовані залежностями (3.43) (3.46), розроблена методика розрахунків перехідних гідромеханічних процесів в водовипусках поплавкового типу [96].

Основним рівнянням руху запірного затвора (клапана) є рівняння механіки

$$P = m_3 \omega, \quad (3.57)$$

де P – сума сил, що діють на запірний затвор, m_3 – загальна маса запірного затвора з урахуванням приєднаної маси, ω – прискорення запірного затвора.

На запірний затвор діють: сили тяжіння, виштовхувальна та гідродинамічна сили. Різницю між силою тяжіння та виштовхувальною силою назовемо невідноваженою силою тяжіння G .

Загальна маса запірного затвора складається з маси самого затвора m_k , маси баласту m_b , приведеної маси m_n , тобто

$$m_3 = m_k + m_b + m_n. \quad (3.58)$$

Приєднана маса визначається [405; 441] за формулою

$$m_n = (1/3)\rho D_3^2, \quad (3.59)$$

де ρ – густина води, D_3 – зовнішній діаметр затвора.

Якщо характеризувати рух запірного затвора його відкриттям h_3 , то прискорення затвора ω виступає як друга похідна за часом t , тобто

$$\omega = \frac{d^2 h_3}{dt^2}. \quad (3.60)$$

Тоді рівняння (42) набуває вигляду

$$P = F - G = m_3 \frac{d^2 h_3}{dt^2}, \quad (3.61)$$

де F – гідродинамічна сила, G – невідноважена сила.

Переходячи до кінцевих різниць, отримаємо для i -того моменту часу

$$\frac{\left(\frac{\Delta h_3}{\Delta t}\right)_i - \left(\frac{\Delta h_3}{\Delta t}\right)_{i-1}}{\Delta t} = \frac{1}{m_{\text{заз}}}(F - G) \quad (3.62)$$

або

$$\Delta h_{3i} = \Delta h_{3i-1} + \frac{\Delta t^2}{m_{\text{заз}}}(F - G). \quad (3.63)$$

Вираз (3.63) є рекурентним співвідношенням для визначення припущення відкриття (закриття) запірнього затвора при пусках і зупинках насосного агрегату.

Для розрахунку умов роботи водовипускної споруди при зупинках насоса необхідно мати графік зміни подачі насоса за часом, який отримуємо в результаті розрахунків перехідних процесів в насосній установці [405; 504], тобто графік залежності $Q_{\text{нас}} = f(t)$. Для розрахунку перехідних процесів при пусках насоса достатньо мати робочу характеристику насоса в аналітичному вигляді і характеристику трубопроводу. За рахунок подачі насоса вода поступає у зрівноважу вальну камеру водовипуску (повітряну трубу) з витратою $Q_{\text{зр}}$ та у водовипуск з витратою $Q_{\text{в}}$.

Рівняння балансу витрат має такий вигляд

$$Q_{\text{нас}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{зр}}. \quad (3.64)$$

Зміна рівня води у зрівнювальній камері залежить від площі горизонтального перерізу цієї камери $\omega_{\text{зр}}$

$$\Delta z = \frac{Q_{\text{зр}} \Delta t}{\omega_{\text{зр}}}. \quad (3.65)$$

Алгоритм розрахунку перехідного процесу в поплавковому водовипуску при зупинці насосного агрегату представляють наступним чином:

1. $t_i = t_{i-1} + \Delta t$;
2. $Q_{\text{в}} = Q_{\text{нас}}$, причому $Q_{\text{нас}}$ – визначається за графіком $Q_{\text{нас}} = f(t)$, де час t відрховується від моменту рівноваги запірнього затвора, при якому виконується умова $G=F$;
3. $v = Q_{\text{в}} \sqrt{\frac{\pi D_o^2}{4}}$;
4. $\Delta h_{3i} = h_{3i-1} + \Delta h_{3i-1}$;

$$5. \left(\frac{h_3}{D_o} \right)_i = \frac{h_{3i}}{D_o};$$

Далі порядок розрахунку може продовжуватися згідно одному з двох варіантів в залежності від напрямку течії води:

I варіант, $Q_e > 0$

$$6. \zeta_e - \text{визначається за формулою (3.43);}$$

$$7. \zeta = \zeta_e - 1;$$

$$8. \beta_I - \text{визначається за формулою (3.45);}$$

$$9. \Delta p = -0,5 \zeta \rho v^2;$$

$$10. F = \Delta p \frac{\pi D_o^2}{4} \beta_I;$$

$$11. \Delta h_{3i} - \text{визначається за формулою (3.63).}$$

2 варіант, $Q_e < 0$

$$6. \zeta_{eI} - \text{визначається за формулою (3.44);}$$

$$7. \beta_I - \text{визначається за формулою (3.46);}$$

$$8. \Delta p = -0,5 \zeta_{eI} \rho v^2;$$

$$9. \Delta p \frac{\pi D_3^2}{4} \beta_n;$$

$$10. \Delta h_{3i-I} + \frac{\Delta t^2}{m_{\text{заг}}} (F - G)$$

Наступні два кроки однакові для обох варіантів

$$11. \omega_i = \frac{\Delta h_{3i} - h_{3i-1}}{\Delta t^2};$$

$$12. z_i = \frac{\Delta p}{\rho g};$$

Розрахунок перехідного процесу в поплавковому водовипуску при пуску насоса виконують за наступним алгоритмом:

$$1. t_i = t_{i-1} + \Delta t;$$

$$2. H_{\text{нас } i} = H_{\text{поч}} + z_{i-1};$$

де $H_{\text{поч}}$ – початковий напір насоса, який відповідає моменту підходу води в зрівнювальній камері до рівня води в напірному басейні.

$$3. Q_{\text{нас } i} - \text{визначається за напірною характеристикою насоса в залежності від } H_{\text{нас } i};$$

4. $\Delta h_{3i} = h_{3i-1} + \Delta h_{3i-1};$
5. $\left(\frac{h_3}{D_o} \right)_i = \frac{h_{3i}}{D_o};$
6. ζ_{6l} – визначається за формулою (3.44);
7. β_l – визначається за формулою (3.46);
8. $v = \sqrt{\frac{2gz_{i-1}}{\zeta_e - 1}};$
9. $Q_6 = v \frac{\pi D_o^2}{4};$
10. $Q_{3p} = Q_{нас} - Q_6;$
11. $z_i = z_{i-1} + Q_{3p} \frac{\Delta t}{w_{3p}};$
12. $\Delta p = \rho g z_{i-1};$
13. $F = \Delta p \frac{\pi D_o^2}{4} \beta_l;$
14. Δh_{3i} – визначається за формулою (3.63);
15. $\omega_i = \frac{\Delta h_{3i} - h_{3i-1}}{\Delta t^2}.$

За цими алгоритмами були виконані розрахунки перехідних гідромеханічних процесів в поплавковому водовипуску, який має діаметр трубопроводу $D_o = 2$ і діаметр циліндричної частини $D_3 = 2,5$. Маса запірного клапана 1100 кг. Неврівноважена сила тяжіння $G = 2,32$ кН. Площа зрівнювальної камери $\omega_3 = 8$ м². Графік зміни подачі насоса за часом прийнятий за раніш виконаному розрахунку перехідних процесів в установці з насосом ОПВ10-145Е при куті розвертання лопатей робочого колеса $\theta = -6^\circ$. Результати розрахунків приведені на рис. 3.25 і рис. 3.26.

Аналізуючи графіки перехідних процесів, необхідно зазначити, що закриття клапана відбувається за 1,43 секунди. Кінцеве прискорення поплавкового затвора при цьому становить $w = 5$ м/с².

За рахунок цього прискорення на затвор діє додаткове динамічне навантаження

$$F_{дин} = m_{зат} \omega = 32,7 \text{ кН},$$

яке необхідно враховувати при розрахунках міцності елементів запірного затвора.

Відкриття запірного затвора відбувається за 0,89 секунди, при цьому максимальне підвищення рівня води в зрівнювальній камері над рівнем води в басейні $Z = 0,461$ м. Якщо зробити перевищення стінки-перегородки над максимальним рівнем води в басейні рівним 0,5 м, то переливу води через неї при пусках насосу не буде.

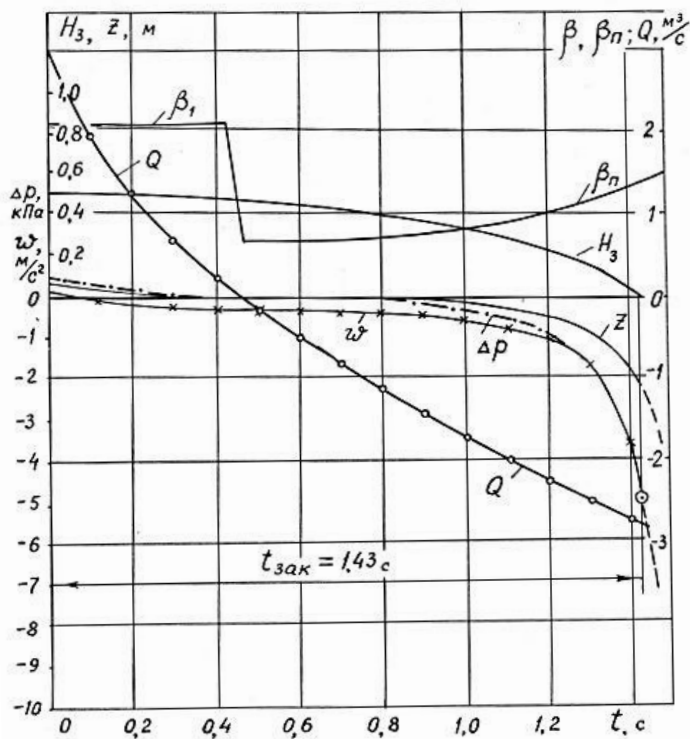


Рис. 3.25. Графіки перехідного процесу у поплавковому водовипуску при зупинці насоса ОПВ10-145

Максимальне прискорення при підйомі запірного затвору становить $w = 3,76 \text{ м/с}^2$, що дає $F_{\text{дин}} = 24,6 \text{ кН}$. На це зусилля потрібно розраховувати міцність опор, які закріплені в фундаментах

водовипуску, і міцність обмежувачів відкриття затвора, при цьому необхідно враховувати кількість обмежувачів і нахил їх до горизонтальної площини.

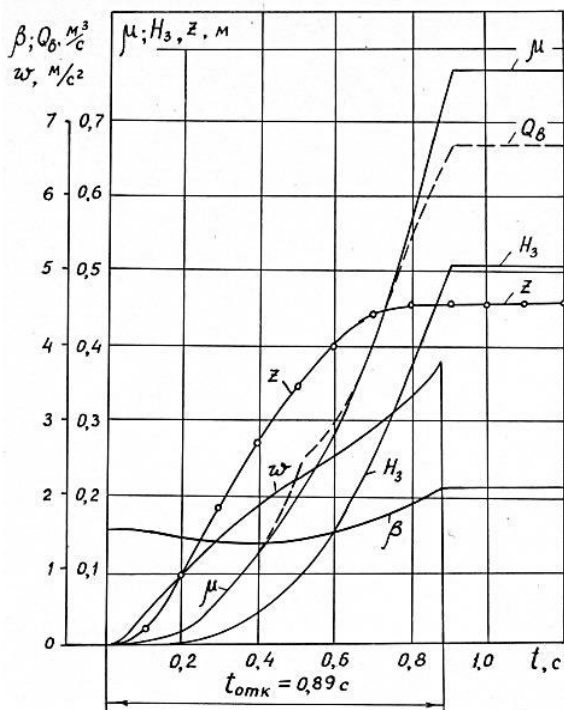


Рис. 3.26. Графіки перехідного процесу у поплавковому водовипуску при пуску насоса ОПВ10-145

Поплавковий водовипуск з внутрішнім обмежувачем відкриття затвора

Поплавковий водовипуск належить до пристроїв попередження зворотної течії середовища, що транспортується, і може знайти застосування в якості водовипускної споруди насосних станцій, у яких діаметри напірних трубопроводів не менші ніж 1,2 м. Задачею запропонованої корисної моделі є зменшення ширини камери водовипуску і зменшення об'єму бетону в нижній частині водовипуску.

Поставлена задача вирішується тим, що застосовується внутрішній обмежувач відкриття затвору і кінцевий оголовок напірного трубопроводу виконується у вигляді комбінованого переходу з круглого поперечного перерізу трубопроводу до прямокутного в поєднанні з вертикальною циліндричною частиною, при цьому діаметр сідла затвору приймається більшим ніж діаметр трубопроводу для забезпечення допустимої вихідної швидкості потоку води.

На рис. 3.12 показано водовипуск, поздовжній переріз; на рис. 3.13 – те ж, вигляд зверху; на рис. 3.14 – затвор в закритому положенні.

Запроектуємо поплавковий водовипуск зазначеного типу для наступних умов:

Подача насосної станції $Q_{max} = 32,3 \text{ м}^3/\text{с};$

Кількість насосів..... $z_n = 7$ шт;

Кількість напірних трубопроводів..... $z_{mp} = 7$ шт;

Подача насоса..... $Q_n = 4,61 \text{ м}^3/\text{с};$

Діаметр трубопроводу..... $D = 1,6 \text{ м};$

Довжина трубопроводу..... $L = 80 \text{ м};$

Насоси – ОП 3-110:

Діаметр робочого колеса..... $D_{pk} = 1,1 \text{ м};$

Частота обертання вала насоса..... $n = 585 \text{ об/хв};$

Електродвигун ВСДН 16-36-10:

Частота обертання..... $n_c = 600 \text{ об/хв};$

Номінальна потужність..... $N_n = 1250 \text{ кВт};$

Параметри розрахункового режиму:

Подача насоса..... $Q = 4,5 \text{ м}^3/\text{с};$

Геодезичний напір насоса..... $H = 18,86 \text{ м};$

Приймаємо основні розміри водовипуску згідно рис. 3.27.

Визначаємо основні розміри і параметри водовипуску, прийнявши зварну конструкцію і товщину прокатного металу (Ст 3) рівною $\delta = 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}.$

Внутрішній діаметр сідла $D_c = 1,25D = 1,25 \cdot 1,6 = 2,0 \text{ м}.$

Максимальне відкриття затвора $h_{max} = 0,25D = 0,25 \cdot 1,6 = 0,5 \text{ м}.$

Перевіряємо значення швидкості води на виході з сідла водовипуску $v_{вих}.$ Повинна виконуватися умова $v_{вих} \leq 2 \text{ м/с}.$

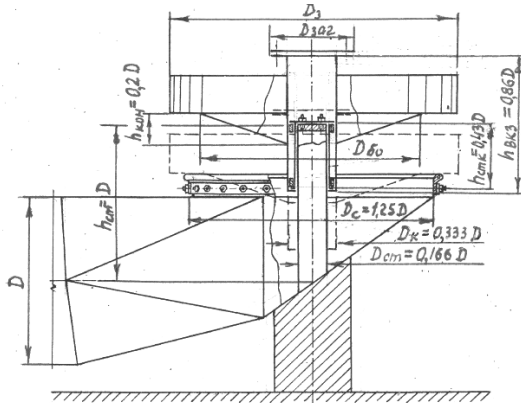


Рис. 3.27. Основні розміри поплавкового водовипуску у відносних величинах

Розрахункова швидкість води на виході з водовипуску

$$V_{\text{вих } p} = Q_n / \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) = \frac{4,61}{0,785 \cdot 2^2} = 1,468 \text{ м/с,}$$

тобто умова виконується.

Зовнішній діаметр сікла $D_{сз} = D_c + 2\delta + 2\delta_y + 2\delta_{\text{нак}}$, де δ_y – товщина гумового ущільнення, $\delta_y = 0,01$ м; $\delta_{\text{нак}}$ – товщина сталеві накладки, $\delta_{\text{нак}} = 0,006$ м.

$D_{сз} = 2,0 + 2 \cdot 0,008 + 2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,006 = 2,048$ м. Приймаємо $D_{сз} = 2,05$ м.

Діаметр стояка $D_{скв} = D_{см} + 2\delta_3 = 0,166 \cdot 1,6 = 0,266$ м. Приймаємо згідно сортаменту сталевих труб $D_{см} = 0,25$ м.

Внутрішній діаметр стакана $D_{скв} = D_{см} + 2\delta_3$, де δ_3 – величини зазору, $\delta_3 = 0,01$ м, тоді $D_{скв} = 0,25 + 2 \cdot 0,01 = 0,27$ м.

Зовнішній діаметр стакана $D_{скз} = D_{скв} + 2\delta = 0,27 + 2 \cdot 0,008 = 0,286$ м. Діаметр труби внутрішньої камери затвора $D_k = 0,333$, $D = 0,333 \cdot 1,6 = 0,533$ м. Приймаємо згідно сортаменту сталевих труб $D_k = 0,5$ м, тоді внутрішній діаметр цієї труби $D_{кв} = D_k - 2\delta = 0,5 - 2 \cdot 0,008 = 0,484$ м.

Зовнішній діаметр антифрикційного кільця стакана

$D_{кз} = D_{кв} + 2\delta_k = 0,484 + 2 \cdot 0,015 = 0,514$ м, де δ_k – ширина металевго кільця, $\delta_k = 0,015$ м.

Зовнішній діаметр антифрикційного кільця стакан

$D_{ка} = D_{кк} + 2\delta_3 = 0,454 + 2 \cdot 0,01 = 0,474$ м, де δ_3 – ширина зазору, $\delta_3 = 0,01$ м.

Перевіряємо зазор z між внутрішнім діаметром внутрішньої камери затвора і антифрикційним кільцем

$z = (D_{кв} - D_{ка})/2 = (0,484 - 0,474)/2 = 0,005$ м, що допустимо.

Діаметр отвору у нижній частині камери затвора

$D_{от} = D_{см} + 2\delta_3 = 0,25 + 2 \cdot 0,01 = 0,27$ м.

Зовнішній діаметр затвора

$D_3 = D_{сз} + 2\delta_{зан} = 2,05 + 2 \cdot 0,1 = 2,25$ м, де $\delta_{зан}$ – величина запасу в габаритах затвора, $\delta_{зан} = 0,1$ м.

Висота стояка $h_{см} = 1,0$ м, $D = 1,6$ м.

Висота стакану $h_{смк} = 0,4$ м, $D = 0,4 \cdot 1,6 = 0,64$ м.

Висота внутрішньої камери затвора без верхньої заглушки

$h_{вкз} = 0,86$ м, $D = 0,86 \cdot 1,6 = 1,38$ м.

Висота нижньої частини внутрішньої камери затвора (ВКЗ)

$h_{нч} = 0,3$ м, $D = 0,3 \cdot 1,6 = 0,48$ м. Приймаємо $h_{нч} = 0,5$ м.

Визначаємо розміри нижнього зрізаного конуса. Розрахункова схема.

Діаметр більшої основи нижнього конуса затвора

$D_{бо} = D_c - 2\delta_{занл} = 2 - 2 \cdot 0,05 = 1,9$ м, де $\delta_{занл}$ – величина запасу на виконання зварного шва, $\delta_{занл} = 0,05$ м.

Висота нижнього зрізаного конуса $h_{кон} = 0,2D = 0,2 \cdot 1,6 = 0,32$ м.

Згідно рис. 3.28 радіуси основ дорівнюють $R_{бо} = D_{бо}/2 = 1,9/2 = 0,95$ м; $R_k = D_k/2 = 0,5/2 = 0,25$ м, $x = R_{бо} - R_k = 0,95 - 0,25 = 0,7$ м.

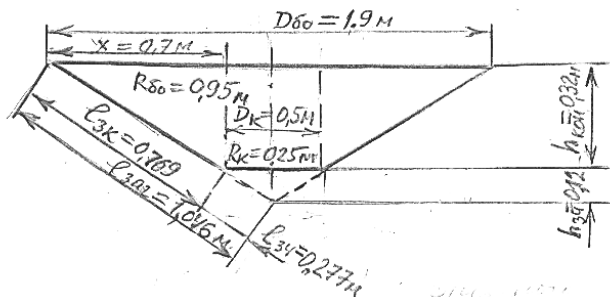


Рис. 3.28. Розрахункова схема нижнього конуса поплавкового водовипуску

Висота зрізаної частини $h_{зч}$ з подібності трикутників

$$\frac{h_{зч}}{h_{кон}} = \frac{D_K / 2}{x}; \quad h_{зч} = h_{кон} \frac{D_K / 2}{x}; \quad h_{зч} = 0,32 \cdot \frac{0,25}{0,7} = 0,12 \text{ м.}$$

Твірна зрізаної частини конуса

$$l_{зч} = \sqrt{R_K^2 + h_{нч}^2} = \sqrt{0,25^2 + 0,12^2} = 0,277 \text{ м.}$$

Довжина загальної твірної

$$l_{заг} = l_{зч} + l_{зк} = 0,769 + 0,277 = 1,046 \text{ м.}$$

Визначаємо масу деталей затвора, приймаючи густину сталі (Ст 3) рівною $\rho_{ст} = 7,88 \text{ т/м}^3$.

Верхній кільцевий диск (умовно – фактично він складається з кільця розрізаного на 6 однакових секторів, а потім зварених з забезпеченням герметичності затвора).

$$m_{кд} = \rho_{ст} V_{кд} = \rho_{ст} \frac{\pi}{4} \delta \left[(D_3 - 2\delta)^2 - D_K^2 \right].$$

$$m_{кд} = 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,008 \left[(2,25 - 2 \cdot 0,008)^2 - D_K^2 \right] = 0,234 \text{ т.}$$

Нижній кільцевий диск

$$m_{км} = \rho_{ст} V_{кн} = \rho_{ст} \frac{\pi}{4} \delta (D_3^2 - D_{бo}^2) = \\ = 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,008 (2,25^2 - 1,9^2) = 0,072 \text{ т.}$$

Площа бокової поверхні звичайного конуса знаходять за формулою $M = \pi R l$, де R – радіус основи конуса, l – твірна конуса. Маса зрізаного конусу

$$m_{кон} = \rho_{ст} \delta M_{зк} = \rho_{ст} \delta (M_{зкб} - M_{зкм}) = \rho_{ст} \delta \pi (R_{бo} \cdot l_{заг} - R_K \cdot l_{зч}) = \\ = 7,88 \cdot 0,008 \cdot 3,14 (0,95 \cdot 1,046 - 0,25 \cdot 0,277) = 0,14 \text{ т.}$$

Маса внутрішньої камери затвора

$$m_{вк} = \rho_{ст} \pi D_K \delta h_{вкз} = 7,88 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,008 \cdot 1,38 = 0,137 \text{ т.}$$

Маса верхньої заглушки ВКЗ $m_{заг}$ при діаметрі заглушки

$D_{заг} = D_K + 2 \cdot b_\phi$, де b_ϕ – ширина фланця, яка визначається залежністю $b_\phi = b_{np} + b_{om} + b_{зан}$. Тут позначено b_{np} – ширина гумової прокладки, $b_{np} = 0,03 \text{ м}$; b_{om} – діаметр отвору під болти, $b_{om} = 0,02 \text{ м}$; $b_{зан}$ – ширина запасу під головки болтів, $b_{зан} = 0,02 \text{ м}$.
 $b_\phi = 0,03 + 0,02 + 0,02 = 0,07 \text{ м}$; $D_{заг} = 0,5 + 2 \cdot 0,07 = 0,64 \text{ м}$.

Для приєднання заглушки використовують 12 болтів М 16.

$$m_{\text{залз}} = \rho_{\text{ст}} \frac{\pi D_{\text{зал}}^2}{4} \delta = 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,64^2 \cdot 0,008 = 0,02 \text{ т.}$$

$$\text{Маса болтів } m_{\text{б}} = 12 \cdot 0,5 = 6 \text{ кг} = 0,006 \text{ т.}$$

$$\begin{aligned} \text{Маса фланця під заглушку } m_{\text{фз}} &= \rho_{\text{ст}} \frac{\pi}{4} \delta (D_{\text{зал}}^2 - D_{\text{к}}^2) = \\ &= 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,008 \cdot (0,64^2 - 0,5^2) = 0,0079 \text{ т.} \end{aligned}$$

При наявності 6 вертикальних ребер жорсткості в середині затвора маса ребер в межах конічної частини

$$\begin{aligned} m_{\text{рек}} &= 6 \rho_{\text{ст}} \delta \cdot \frac{1}{2} (R_{\text{бo}} + R_{\text{к}}) \cdot h_{\text{кон}} = 6 \cdot 7,88 \cdot 0,008 \cdot 0,5 \cdot (0,95 - 0,25) \cdot 0,32 = \\ &= 0,042 \text{ т.} \end{aligned}$$

Маса 12 полок-планок $m_{\text{пл}}$ під зварювання між собою ребер і секторів, які виконані з кутників 20х20 мм, якщо маса 1 пм кутника з полкою товщиною 4 мм становить $m_{\text{пм}} = 1,15 \text{ кг}$

$$\begin{aligned} m_{\text{пл}} &= 12 m_{\text{пм}} \left[(D_3 - 2\delta) - D_{\text{к}} / 2 \right] = \\ &= 12 \cdot 1,15 \cdot \left[(2,25 - 2 \cdot 0,008) / 2 - 0,5 / 2 \right] = 12 \text{ кг} = 0,012 \text{ т.} \end{aligned}$$

Площа перерізу зовнішнього циліндра затвора і 6 ребер жорсткості

$$\begin{aligned} f_p &= \left[\pi D_3 + 6(D_3 - 2\delta - D_{\text{к}}) \right] \delta = \\ &= \left[3,14 \cdot 2,25 + 6(2,25 - 2 \cdot 0,008 - 0,5) \right] \cdot 0,008 = 0,14 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Умова плавучості затвора

$$1,05 \rho_{\text{в}} (V_{\text{кон ч}} + V_{\text{ц}} + V_{\text{зал}}) = m_{\text{зал}} + \rho_{\text{ст}} f_p h_{\text{ц}}$$

де $\rho_{\text{в}}$ – густина води, $\rho_{\text{в}} = 1 \text{ т/м}^3$; $V_{\text{кон ч}}$ – об’єм конічної частини; $V_{\text{ц}}$ – об’єм циліндричної частини; $V_{\text{зал}}$ – об’єм заглушки. Тоді

$$1,05 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \left(V_{\text{кон ч}} + \frac{\pi D_3^2}{4} h_{\text{ц}} + \frac{\pi D_{\text{зал}}^2}{4} 2\delta \right) = m_{\text{зал}} + \rho_{\text{ст}} f_p h_{\text{ц}}.$$

З цього співвідношення знаходять висоту циліндричної частини затвора $h_{\text{ц}}$.

Визначимо об’єм конічної частини затвора. Об’єм конуса з висотою, яка перпендикулярно проходить через центр його основи визначається за залежністю $V_{\text{к}} = \frac{1}{3} \pi R^2 h$, де h – висота конуса. Повна висота не зрізаного конуса $h_{\text{н}} = 0,32 + 0,12 = 0,44 \text{ м}$.

$$\text{Об’єм зрізаного конуса } V_{\text{кон чI}} = \frac{1}{3} \pi (R_{\text{оо}}^2 h_{\text{н}} - R_{\text{к}}^2 h_{\text{зч}}) =$$

$$=0,333 \cdot 3,14(0,95^2 \cdot 0,44 - 0,25^2 \cdot 0,12) = 0,408 \text{ м}^3.$$

Об'єм зрізаного конуса без внутрішньої циліндричної части-

$$\text{ни } V_{\text{кон ч I}} = V_{\text{кон ч I}} - \frac{\pi D_{\text{к}}^2}{4} h_{\text{кон}} = 0,408 - 0,408 \cdot 0,5^2 \cdot 0,32 = 0,345 \text{ м}^3.$$

Загальна маса затвора без циліндричної частини

$$\begin{aligned} m_{\text{заг}} &= m_{\text{вз}} + m_{\text{фз}} + m_{\text{вк}} + m_{\text{кд}} + m_{\text{кн}} + m_{\text{б}} + m_{\text{пл}} + m_{\text{кон}} + m_{\text{рвк}} = \\ &= 0,02 + 0,079 + 0,137 + 0,234 + 0,072 + 0,006 + 0,012 + 0,14 + 0,042 = \\ &= 0,742 \text{ т.} \end{aligned}$$

Умови рівноваги

$$1,05 \cdot 1 \cdot (0,345 + 0,785 \cdot 2,25^2 h_{\text{ц}} + 0,785 \cdot 0,64^2 \cdot 2 \cdot 0,008) =$$

$$= 0,742 + 7,88 \cdot 0,14 \cdot h_{\text{ц}} \text{ або}$$

$$0,367 + 3,967 h_{\text{ц}} = 0,723 + 1,103 h_{\text{ц}}.$$

$$\text{Тоді } 2,864 h_{\text{ц}} = 0,356.$$

$$\text{Отже } h_{\text{ц}} = 0,356 / 2,864 = 0,124 \text{ м.}$$

Перевірка умови рівноваги

$$0,367 + 3,967 \cdot 0,124 = 0,859 \text{ т.}$$

$$0,723 + 1,103 \cdot 0,124 = 0,859 \text{ т.}$$

Умови виконуються.

$$\text{Виштовхувальна сила } (0,367 + 3,967 \cdot 0,124) / 1,05 = 0,818 \text{ т.}$$

$$\text{Сила тяжіння } 0,723 + 1,103 \cdot 0,124 = 0,859 \text{ т.}$$

$$\text{Недостатність плавучості } 0,859 - 0,818 = 0,041 \text{ т} = 41 \text{ кг.}$$

Математичне моделювання перехідних процесів поплавкового водовипуску з внутрішнім обмежувачем при пуску і зупинці насоса

Вихідні дані для математичного моделювання перехідних процесів наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні дані:

№ з/п	Найменування параметрів	Позначення	Чисельне значення	Одиниці вимірювання
1.	Насоси відцентрові вертикальні ОП 3-110	Zн=	7	шт
2.	Частота обертання вала насоса	n=	585	об/хв
3.	Діаметр робочого колеса	Дрк=	1100	мм
4.	Електродвигуни ВСДН -16-36-10	Zдв=	7	шт
5.	Довжина напірного трубопроводу	L=	80	м
6.	Діаметр напірного трубопроводу	Дтр	1,6	м
7.	Маса клапана	Мк=	0,808	т

8.	Маса баласту	$M_0 =$	0	T
----	--------------	---------	---	---

продовження табл. 3.1

9.	Присьднана маса	$M_{пр} =$	1,687	т
10.	Загальна маса	$M_з =$	2,495	т
11.	Об'єм клапана	$V_к =$	0,769	м ³
12.	Діаметр сідла клапана	$D_c =$	2	м
13.	Діаметр циліндра клапана	$D_{ц} =$	2,25	м
14.	Висота циліндра клапана	$B_{ц} =$	0,3	м
15.	Максимальне відкриття клапана	$h_{max} =$	0,5	м
16.	Глибина води в камері клапана	$H_к =$	3,62	м
17.	Геодезичний напір	$H_г =$	19,9	м
18.	Коефіцієнт опору трубопроводу	$S_{тр} =$	0,1028	с ² /м ⁵
19.	Фіктивний напір насоса	$H_{ф} =$	35,73	м
20.	Фіктивний опір насоса	$S_{ф} =$	0,813	с ² /м ⁵
21.	Базова подача насоса	$Q_{б} =$	4,57	м ³ /с
22.	Базовий напір насоса	$H_{б} =$	19	м
23.	Витрата трубопроводу	$Q_{тр} =$	4,45	м ³ /с
24.	Подача насоса	$Q_{н} =$	4,45	м ³ /с
25.	Напір насосів	$H_{н} =$	19,1	м
26.	Неврівноважене зусилля сили тяжіння на клапан	$G =$	3,82	кН

Результати розрахунків наведені в таблицях 3.2, 3.3 і на рис. 3.29.

Таблиця 3.2

Розрахунок перехідного процесу при зупинці насоса

t	Q_v	V	h	h/D	z_a	$b1$	Δp	F	$F-G$	Δh	w	Z
с	м ³ /с	м/с	м				кПа	кН	кН	м	м/с ²	м
0	5,99	1,91	0,5	0,25	1,9	4,612	3,462	50,138	46,317	0	0	0,353
0,1	5,99	1,91	0,5	0,250	1,900	4,830	3,457	52,431	48,611	0	0	0,352
0,2	5,36	1,71	0,5	0,250	1,900	4,830	2,768	41,982	38,162	0	0	0,282
0,3	4,73	1,51	0,5	0,250	1,900	4,830	2,156	32,693	28,873	0	0	0,220
0,4	4,13	1,32	0,5	0,250	1,900	4,830	1,643	24,925	21,105	0	0	0,168
0,5	3,54	1,13	0,5	0,250	1,900	4,830	1,207	18,312	14,492	0	0	0,123
0,6	2,96	0,94	0,5	0,250	1,900	4,830	0,844	12,803	8,983	0	0	0,086
0,7	2,41	0,77	0,5	0,250	1,900	4,830	0,560	8,487	4,667	0	0	0,057
0,8	1,87	0,60	0,5	0,250	1,900	4,830	0,337	5,110	1,290	0	0	0,034
0,9	1,35	0,43	0,5	0,250	1,900	4,830	0,176	2,663	-1,157	-0,004	0	0,018
1	0,84	0,27	0,495	0,248	1,923	4,746	0,069	1,025	-2,795	-0,015	-1,120	0,007
1,1	0,35	0,11	0,479	0,240	2,004	4,476	0,012	0,175	-3,645	-0,030	-1,460	0,001
1,2	-0,12	-0,04	0,449	0,150	3,155	0,884	-0,002	-0,008	-3,828	-0,037	-0,669	0,000

продовження табл. 3.2

1,3	-0,58	-0,18	0,411	0,137	3,558	0,932	-0,061	-0,178	-3,998	-0,044	-0,699	-0,006
1,4	-1,02	-0,32	0,367	0,123	4,180	0,995	-0,221	-0,689	-4,509	-0,052	-0,789	-0,022
1,5	-1,44	-0,46	0,315	0,105	5,223	1,080	-0,549	-1,863	-5,683	-0,061	-0,994	-0,056
1,6	-1,85	-0,59	0,253	0,085	7,251	1,205	-1,258	-4,760	-23,400	-0,102	-4,094	-0,128
1,7	-2,24	-0,71	0,150	0,050	16,302	1,516	-4,148	-19,750	-38,390	-0,170	-6,718	-0,423

Таблиця 3.3

Результати розрахунку перехідного процесу при пуску насоса

t	H	Q _н	V	h	h/D	zв	β1	Δр	F	F-G	Δh	w	ΔZ	Q _у	Z
с	м	м3/с	м/с	м				кПа	кН	кН	м	м/с2	м	м3/с	м
0	20,49	4,33	0	0	0	1737	1,5	0	0	0	0	0	0	4,33	0
0,1	20,59	4,314	0,035	0,004	0,002	1736	1,70	1,065	0,002	1,18	0,004	0,47	0,108	4,204	0,108
0,2	20,70	4,299	0,238	0,039	0,019	174,78	1,89	2,09	11,18	7,36	0,034	2,95	0,105	3,551	0,213
0,3	20,79	4,286	0,687	0,128	0,064	13,572	3,02	9,617	62	13,80	0,089	5,53	0,089	2,130	0,302
0,4	20,84	4,279	1,377	0,303	0,151	4,67	3,30	3,48	25,21	21,39	0,175	8,57	0,053	-0,045	0,355
0,5	20,84	4,279	1,913	0,500	0,250	2,90	4,61	3,47	36,01	32,19	0,304	12,90	-0,001	-1,727	0,354
0,6	20,80	4,285	1,792	0,500	0,250	2,00	4,61	3,05	44,25	40,43	0,000	0,00	-0,043	-1,343	0,311
0,7	20,76	4,290	1,693	0,500	0,250	2,90	4,61	2,72	39,48	35,66	0,000	0,00	-0,034	-1,026	0,278
0,8	20,74	4,294	1,613	0,500	0,250	2,90	4,61	2,47	35,83	32,01	0,000	0,00	-0,026	-0,770	0,252
0,9	20,72	4,296	1,550	0,500	0,250	2,90	4,61	2,28	33,09	29,27	0,000	0,00	-0,019	-0,570	0,233
1	20,70	4,298	1,502	0,500	0,250	2,90	4,61	2,14	31,06	27,24	0,000	0,00	-0,014	-0,417	0,218
1,1	20,698	4,300	1,465	0,500	0,250	2,90	4,61	2,04	29,58	25,76	0,000	0,00	-0,010	-0,301	0,208
1,2	20,690	4,301	1,439	0,500	0,250	2,90	4,61	1,96	28,51	24,69	0,000	0,00	-0,008	-0,216	0,200
1,3	20,685	4,302	1,419	0,500	0,250	2,90	4,61	1,91	27,74	23,92	0,000	0,00	-0,005	-0,154	0,195
1,4	20,681	4,302	1,405	0,500	0,250	2,90	4,61	1,87	27,19	23,37	0,000	0,00	-0,004	-0,109	0,191
1,5	20,678	4,303	1,395	0,500	0,250	2,90	4,61	1,84	26,80	22,98	0,000	0,00	-0,003	-0,077	0,188
1,6	20,676	4,303	1,388	0,500	0,250	2,90	4,61	1,83	26,53	22,71	0,000	0,00	-0,002	-0,054	0,186
1,7	20,675	4,303	1,383	0,500	0,250	2,90	4,61	1,81	26,33	22,51	0,000	0,00	-0,001	-0,038	0,185
1,8	20,674	4,303	1,379	0,500	0,250	2,90	4,61	1,80	26,20	22,38	0,000	0,00	-0,001	-0,027	0,184
1,9	20,674	4,303	1,377	0,500	0,250	2,90	4,61	1,80	26,10	22,28	0,000	0,00	-0,001	-0,019	0,184
2	20,673	4,304	1,375	0,500	0,250	2,90	4,61	1,79	26,03	22,21	0,000	0,00	0,000	-0,013	0,183

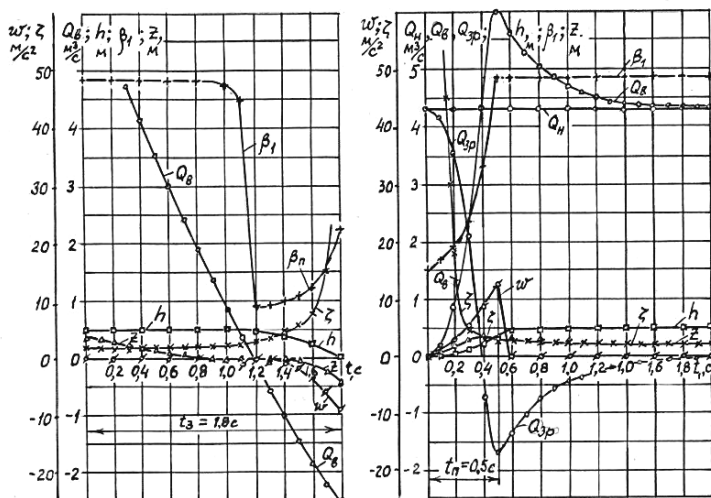


Рис. 3.29. Графіки перехідного процесу у поплавковому водовипуску з внутрішнім обмежувачем при пуску і зупинці насоса ОП 3-110, $n = 585$ об/хв., $D_{pk} = 1100$ мм

З аналізу графіків видно, що клапан закривається за $t_3 = 1,8$ с з кінцевим прискоренням $|w_3| = 10$ м/с² і створює силу гідродинамічної дії на нього $F_d = m_3 \cdot |w_3| = 2,495 \cdot 10 = 24,95$ кН. Цю силу необхідно враховувати при визначенні міцності клапана. Максимальний перепад рівнів в зрівнювальній камері і верхньому б'єфі становить $z_{max\ z} = 0,353$ м. Відкриття клапана відбувається за $t_n = 0,5$ с з різницею рівнів $z_{max\ n} = 0,355$ м. Максимальне прискорення при підніманні клапана $w_n = 12,9$ м/с², що дає гідродинамічну силу $F_n = m_3 \cdot w_n = 2,495 \cdot 12,9 = 32,18$ кН. На це зусилля необхідно розраховувати міцність вертикального обмежувача відкриття.

Якщо припустити, що при зупинці насоса запірний клапан стискає гумове ущільнення таким чином, що утворюється поясok шириною $s = 0,01$ м з середнім діаметром сідла $D_c = 2$ м, тоді площа ущільнення сідла клапана $\omega_{yc} = s \cdot \pi D_c = 0,01 \cdot 3,14 \cdot 2 = 0,0628$ м². Напруження гумового ущільнення визначається за залежністю

$$\sigma = \frac{m_3 \cdot g + F_d}{\omega_{yc}}. \quad (3.64)$$

$$\sigma = \frac{2,495 \cdot 9,81 + 24,95}{0,0628} = 787 \text{ кПа} = 0,787 \text{ МН/м}^2.$$

Допустиме значення напруження для гуми 51-1562 з каучуком типу СКУ-3 становить $\sigma_{дон}=0,8 \text{ МН/м}^2$ і для інших типів гумових ущільнень допустиме напруження $\sigma_{дон}$ змінюється від 1,3 до 1,76 МН/м². Умова $\sigma < \sigma_{дон}$ виконується, тому міцність гумового ущільнення при перехідних гідродинамічних процесах забезпечується.

Результати розрахунків перехідних процесів при пуску насоса дозволяє визначити максимальне значення перепаду рівнів води в зрівнювальному резервуарі і верхньому б'єфі $z_{max \text{ з}} = 0,353 \text{ м}$. Це дозволяє призначити відмітку верха переливної стінки за залежністю:

$$\downarrow \text{ПС} = \downarrow \text{ВБ}_{\max} + z_{\max \text{ з}}, \quad (3.65)$$

що унеможливить перелив води через переливну стінку при розрахункових значення параметрів перехідного процесу.

Висновки

Таким чином, експериментально визначені коефіцієнти характеристик поплавкового водовипуску при прямій і зворотній течії води, результати математичного моделювання перехідних гідромеханічних процесів дозволяють обґрунтовано призначити геометричні розміри запропонованого поплавкового водовипуску і перевіряти параметри міцності його елементів.

3.6. Математичне моделювання перехідних гідродинамічних процесів в водовипусках стабілізаторах рівня води

Математична модель, яка описує перехідні процеси в водовипусках-стабілізаторах рівня води, може бути побудована з урахуванням основних рівнянь механіки і гідравліки, що застосовуються до окремих елементів водовипуску [365; 374], рис. 3.8, рис. 3.9. Необхідно зазначити, що на відміну від попередніх водовипусків, перехідний процес в водовипуску-стабілізаторі рівня води не можливо розглядати у відриві від

перехідного процесу в насосній установці, тому що при закритті водовипуску з'являються інерційні ефекти, які пов'язані з гальмуванням рідини, і це впливає на пропускну здатність водовипуску, що в свою чергу призводить до зростання тиску в трубопроводі, зміні робочої точки насоса і він змінює свою подачу. Враховуючи, що конструкція водовипуску повинна бути такою, щоб при його закритті тиск в напірному трубопроводі змінювався плавно і на незначну величину перевищував робочий, приймаємо припущення про те, що рух рідини в напірному носить плавний характер і може бути описано рівнянням Бернуллі з інерційним членом (1.1). В цьому рівнянні коефіцієнт R_I повинен враховувати і втрати напору у водовипуску, тому приймемо для нього нове позначення S_{mp} . Позначимо також коефіцієнт інерційного напору K_{in} , тобто

$$K_{in} = \frac{1}{g} \sum_{j=1}^j \frac{L_j}{f_j}. \quad (3.66)$$

З урахуванням прийнятих позначень рівняння (1.1) приймає такий вигляд

$$K_{in} \frac{dQ}{dt} = H - H_{cm} - S_{mp} Q^2. \quad (3.67)$$

Процес закриття ВС пов'язаний перетіканням об'ємів рідини з однієї камери в іншу. Розглянемо пропускну здатність елементів водовипуску з поплавковим датчиком рівня, рис. 3.30.

Пропускна здатність водовипуску описується залежностями [271; 576]:

$$Q = \mu \omega_{mp} \sqrt{2gZ} = C_{mp} \mu \sqrt{Z}, \quad (3.68)$$

$$\text{де} \quad C_{mp} = \omega_{mp} \sqrt{2g}, \quad (3.69)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_\epsilon - 1}}. \quad (3.70)$$

Значення $\zeta_\epsilon = f(h_{ц} / D_{np}, Re)$ визначається за експериментальними даними.

Пропускна здатність імпульсної трубки

$$Q_{im} = \mu_{im} \omega_{im} \sqrt{2gZ_{im}} = K_{im} \sqrt{Z_{im}}, \quad (3.71)$$

де

$$K_{LM} = \mu_{LM} \omega_{LM} \sqrt{2g} . \quad (3.72)$$

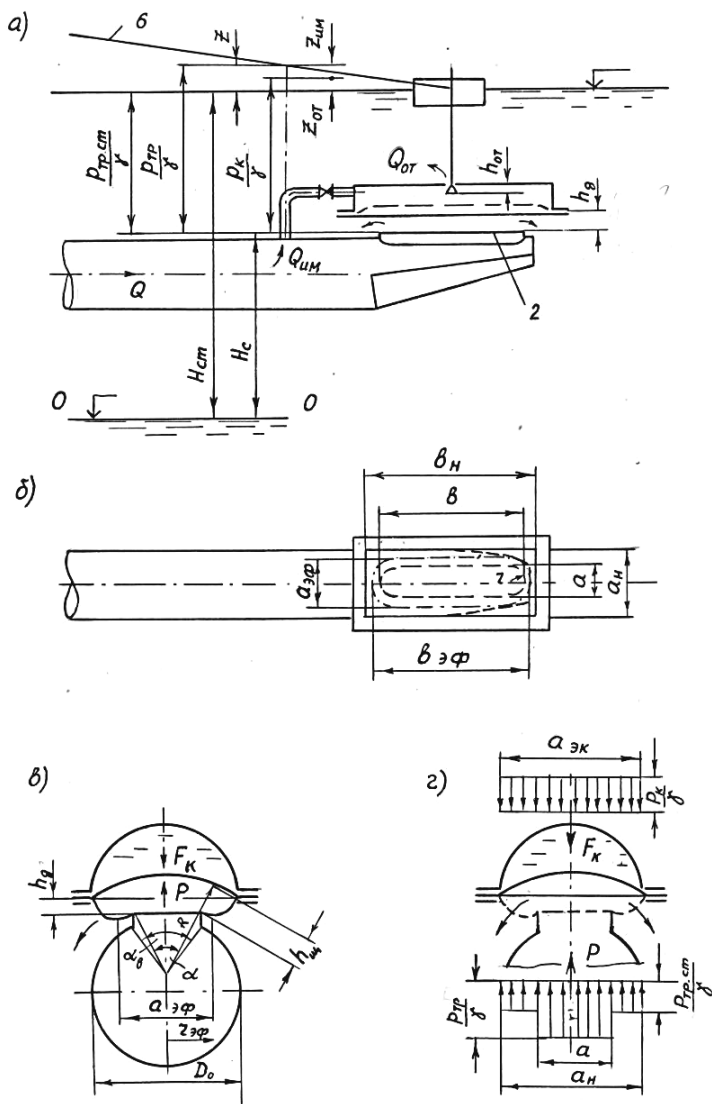


Рис. 3.30. Розрахункові схеми водовипуску-стабілізатора рівня води з поплавковим датчиком рівня

Пропускна здатність відвідної трубки або отвору

$$Q_{om} = \mu_{om} \omega_{om} \sqrt{2gZ_{om}} = C_{om} \mu_{om} \sqrt{Z_{om}}, \quad (3.73)$$

де
$$C_{om} = \omega_{om} \sqrt{2g}, \quad (3.74)$$

$$\mu_{om} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{\epsilon 1} - 1}}. \quad (3.75)$$

Зміна об'єму води в камері протитиску за розрахунковий інтервал часу на величину t становить ΔW

$$\Delta W = (Q_{im} - Q_{om}) \Delta t. \quad (3.76)$$

В зв'язку зі зміною об'єму води в камері протитиску на величину ΔW , відкриття водовипуску повинно змінитися на $\Delta h_{цп}$

$$\Delta h_{цп} = \frac{\Delta W}{\omega_p}. \quad (3.77)$$

При цьому передбачається, що розрахункова площа діафрагми ω_p визначається за лінійним законом закриття в залежності від максимально можливої зміни об'єму камери протитиску ΔW_{\max} і максимального відкриття водовипуску $h_{цп}$, причому

$$\omega_p = \frac{\Delta W_{\max}}{h_{цп}}. \quad (3.78)$$

Величини ΔW_{\max} , $h_{цп}$, які визначаються для досліджуваних моделей водовипусків з геометричних міркувань і за даними, становлять:

для водовипусків з $l_o = 2 D_o$

$$\Delta W_{\max} = 0,675 D_o^3; \quad h_{цп} = 0,25 D_o; \quad \omega_p = 2,7 D_o^2;$$

для водовипусків з $l_o = 4 D_o$

$$\Delta W_{\max} = 1,24 D_o^3; \quad h_{цп} = 0,25 D_o; \quad \omega_p = 4,96 D_o^2;$$

Зміна величини відкриття відвідної трубки (отвору) при поплачковому датчику рівня пов'язана з наповненням басейна площею ω_6 залежністю

$$\Delta h_{om} = \frac{Q \Delta t}{\omega_6}. \quad (3.79)$$

Зміна витрати Q пов'язана з характеристикою трубопроводу і з характеристикою насоса, яку можливо представити так

$$H = H_{\phi} - S_{\phi} Q^2. \quad (3.80)$$

Сила тиску знизу на діафрагму буде дорівнювати [298; 318]

$$F = p_T \omega_c + \left[\frac{\rho Q^2}{\omega_c} + p_{Tc} (\omega_e - \omega_c) \right] \frac{h_{\text{ц}}}{h_{\text{шт}}}. \quad (3.81)$$

Сила тиску зверху на діафрагму залежить від ефективної площі діафрагми ω_e і визначається за формулою

$$F_{\kappa} = p_{\kappa} \omega_e, \quad (3.82)$$

де

$$\omega_e = \omega_{\text{ек}} + (\omega_{\text{зз}} - \omega_{\text{ек}}) \frac{h_{\text{ц}}}{h_{\text{шт}}}. \quad (2.83)$$

Виходячи з дослідних даних у відповідності з рис. 3.30в, були отримані наступні параметри діафрагми при $h_d = 0,1 D_o$; $R_{cp} = 0,6 D_o$; $h_{\text{шт}} = 0,25 D_o$; $r = 0,16 D_o$; $\alpha_l = 120^\circ$; $\alpha_e = 90^\circ$; $\alpha = 110^\circ$; $a_e = 0,7 D_o$; $r_e = 0,35 D_o$.

За цими даними можна визначити кінцеву величину ефективної площі:

при $l_o = 2 D_o$

$$\omega_{\text{ек}} = 2\pi r_e^2 + 1,5 D_o a_e = 1,81 D_o^2, \quad (3.84)$$

при $l_o = 4 D_o$

$$\omega_{\text{ек}} = 2\pi r_e^2 + 3,5 D_o a_e = 3,214 D_o^2. \quad (3.85)$$

Позначимо постійний коефіцієнт

$$K_e = \frac{\omega_{\text{зз}} - \omega_{\text{ек}}}{h_{\text{шт}}}, \quad (3.86)$$

тоді

$$\omega_e = \omega_{\text{ек}} + K_e h_{\text{ц}}. \quad (3.87)$$

До тих пір поки $F > F_{\kappa}$ закриття водовипуску не відбувається і $Q_{\text{ім}} = Q_{\text{ом}}$ при цьому $p_T = \text{const}$; $Z = Z_o = \text{const}$; $h_{\text{ц}} = \text{const}$.

Виходячи з розподілу втрат напору, маємо з рис. 3.30, а

$$Z_o = Z_{\text{ім}} + Z_{\text{ом}}. \quad (3.88)$$

Підставивши в цей вираз значення $Z_{\text{ім}}$ і $Z_{\text{ом}}$ з формул (3.61) і (3.63), а саме

$$Z_{im} = \frac{Q_{im}^2}{K_{im}^2}, \quad (3.89)$$

$$Z_{om} = \frac{Q_{om}^2}{C_{om}^2 \mu_{om}^2}, \quad (3.90)$$

Отримаємо

$$Q_{im} = Q_{om} = \sqrt{\frac{Z_o}{\frac{1}{K_{im}^2} + \frac{1}{C_{om}^2 \mu_{om}^2}}}. \quad (3.91)$$

Така зміна характеристик водовипуску, яка пов'язана з наповненням басейна і зменшенням відкриття відвідної трубки (отвору) буде відбуватися до тих пір, поки не виникнуть умови рівноваги діафрагми

$$F = F_{\kappa} \quad (3.92)$$

або, враховуючи (3.71), (3.72) і те, що в момент рівноваги $h_{uf} = h_{un}$

$$p_T \omega_c + \frac{\rho Q^2}{\omega_c} + p_{Tc} (\omega_e - \omega_c) = p_{\kappa} \omega_e. \quad (3.93)$$

З цього рівняння можна визначити значення Z_{om} з і h_{jn} з, при яких почнеться закриття водовипуску. Наступне підвищення рівня води в басейні до моменту закриття водовипуску належить рахувати зоною підвищення рівня над розрахунковим значенням, а величина цього підвищення не повинна перевищувати допустиму.

У відповідності з рис. 3.30, а, в маємо

$$\frac{p_{\kappa}}{\gamma} = \frac{p_{Tc}}{\gamma} + Z_{om} - \frac{h_{uf}}{2}, \quad (3.94)$$

$$\frac{p_T}{\gamma} = \frac{p_{Tc}}{\gamma} + Z, \quad (3.95)$$

$$\frac{p_{Tc}}{\gamma} = H_{cm} - H_c. \quad (3.96)$$

Враховуючи співвідношення (3.92)-(3.94), отримаємо

$$Z_{om.3} = \frac{F}{\gamma \omega_n} - \frac{p_T}{\gamma} + \frac{h_{цп}}{2}. \quad (3.97)$$

$$\text{Тоді} \quad Z_{im.3} = Z_o - Z_{om.3}, \quad (3.98)$$

$$Q_{om.3} = Q_{im.3} = K_{im} \sqrt{Z_{im.3}}, \quad (3.99)$$

$$\mu_{om.3} = \frac{Q_{om.3}}{C_{om} \sqrt{Z_{om.3}}}, \quad (3.100)$$

$$\zeta_{om.3} = \frac{1}{\mu_{om}^2}. \quad (3.101)$$

Знаючи $\zeta_{om.3}$, з функції $\zeta_{om.3} = f(h_{om}/d_{om})$ знаходимо величину $h_{om.3}$.

Таким чином, при відкритті $h_{om.3}$ закінчується перший етап перехідного процесу, при якому $Q_{im} = Q_{om}$; $p_T = const$; $Z = Z_o = const$; $h_{цп} = h_{цп} = const$. Після цього починається другий етап перехідного процесу, який відповідає початку запирання водовипуску.

На другому і наступній етапах перехідного процесу, коли $F < F_{\kappa}$, необхідно враховувати інерційність запірного елементу – діафрагми. Рівняння неусталеного руху діафрагми

$$m_{заг} \frac{d^2 h_{цп}}{dt^2} = F - F_{\kappa}, \quad (3.102)$$

де $m_{заг}$ – загальна маса, яка приймає участь в русі, причому

$$m_{заг} = m_{\partial} + m_{nm}. \quad (3.103)$$

В кінцевих різницях рівняння (3.92) буде виглядати так

$$\Delta h_{цп-i} = \Delta h_{цп-i-1} + \frac{\Delta t^2}{m_{обц}} (F - F_{\kappa}). \quad (3.104)$$

На другому етапі $Q_{im} \neq Q_{om}$, $h_{цп} \neq const$ і частина води накопичується в камері протитиску, збільшуючи її об'єм на величину ΔW , що призводить до зміни відкриття водовипуску на $\Delta h_{цп}$. При цьому рівняння нерозривності з урахуванням (3.66), (3.67) запишеться так

$$(Q_{im-i} - Q_{om-i}) \Delta t = \Delta h_{цп-i} \omega_p. \quad (3.105)$$

Звідси
$$\Delta h_{u^i} = \frac{(Q_{im^i} - Q_{om^i}) \Delta t}{\omega_p}. \quad (3.106)$$

Прирівнюючи праві частини виразів (3.94) і (3.96), отримаємо

$$\frac{(Q_{im^i} - Q_{om^i}) \Delta t}{\omega_p} = \Delta h_{u^i-1} + \frac{\Delta t^2}{m_{заг}} (F - F_{\kappa}). \quad (3.107)$$

Враховуючи (3.61) і (3.63), отримаємо

$$K_{im} \sqrt{Z_{im}} - C_{om} \mu_{om} \sqrt{Z_{om}} = K_x, \quad (3.108)$$

де
$$K_x = \frac{\omega_p}{\Delta t} \left[\Delta h_{u^i-1} + \frac{\Delta t^2}{m_{заг}} (F - F_{\kappa}) \right]. \quad (3.109)$$

Позначимо $x = \sqrt{Z_{im}} \quad (3.110) \quad y = \sqrt{Z_{om}}. \quad (3.111)$

Враховуючи, що $Z = Z_{im} + Z_{om} \quad (3.112)$

або $Z = x^2 + y^2 \quad (3.113)$

рівняння (3.98) можна представити так

$$K_{im} x - C_{om} \mu_{om} y = K_x. \quad (3.114)$$

Введемо позначення

$$A = \frac{K_x}{K_{im}}, \quad (3.115) \quad B = \frac{C_{om} \mu_{om}}{K_{im}}. \quad (3.116)$$

Тоді $x = A + By. \quad (3.117)$

Підставивши цей вираз в (3.103) отримаємо квадратне рівняння відносно y

$$(1 + B^2) y^2 + 2AB y + A^2 - Z = 0. \quad (3.118)$$

Розв'язуючи це рівняння знаходимо

$$y = \frac{-AB + \sqrt{A^2 B^2 - (1 + B^2)(A^2 - Z)}}{(1 + B^2)}. \quad (3.119)$$

Аналіз показує, що $(A^2 - Z) > 0$, тому щоб отримати позитивний корінь $y > 0$, приймаємо в формулі (3.109) знак «плюс» перед коренем.

Тогда
$$Z_{om} = y^2, \quad (3.120)$$

$$Z_{im} = Z - Z_{om}. \quad (2.121)$$

Визначимо прирощення витрати ΔQ_i внаслідок зміни відкриття водовипуску з урахуванням інерційного напору за розрахунковий інтервал часу Δt . Приймаючи, що:

$$Q_i = Q_{i-1} + \Delta Q_{i-1}, \quad (3.122)$$

$$S_{mp} = S_{mp-o} + \frac{Z_i}{Q_i^2}, \quad (3.123)$$

$$S_{mp-o} = \frac{H_o - H_{cm-o} - Z_o}{Q_o^2}, \quad (3.124)$$

$$H_{cm-i} = H_{cm-i-1} + \frac{Q_i \Delta t}{\omega_p}. \quad (3.125)$$

Враховуючи рівняння (3.70) і переходячи до кінцевих різниць, рівняння (3.63) можна представити так

$$\frac{K_{in}}{\Delta t} \Delta Q_i = H_\phi - S_\phi Q_i^2 - H_{cm-i-1} - \frac{Q_i \Delta t}{\omega_o} - S_{mp} Q_i^2. \quad (3.126)$$

Підставляючи в цей вираз S_{mp} з виразу (3.113) отримаємо

$$\frac{K_{in}}{\Delta t} \Delta Q_i = H_\phi - S_\phi Q_i^2 - H_{cm-i-1} - \frac{Q_i \Delta t}{\omega_o} - S_{mp-o} Q_i^2 - Z_i \quad (3.124)$$

або, групуючи відносно Q_i ,

$$\frac{K_{in}}{\Delta t} \Delta Q_i = (H_\phi - H_{cm-i-1} - Z_i) - (S_\phi + S_{mp-o}) Q_i^2 - \frac{\Delta t}{\omega_o} Q_i. \quad (3.125)$$

Заміняємо Q_i за виразом (3.112), приймаючи $\Delta Q = \Delta Q_{i-1}$,

$$\begin{aligned} \frac{K_{in}}{\Delta t} \Delta Q_i &= (H_\phi - H_{cm-i-1} - Z_i) - (S_\phi + S_{mp-o}) (Q_{i-1} + \Delta Q_i)^2 - \\ &\quad - \frac{\Delta t}{\omega_o} (Q_{i-1} + \Delta Q_i). \end{aligned} \quad (3.126)$$

Розв'язавши це рівняння відносно ΔQ_i отримаємо остаточно

$$\Delta Q_i = \frac{H_\phi - H_{cm \cdot i-1} - Z_i - (S_\phi + S_{mp \cdot o}) Q_{i-1}^2 - \frac{\Delta t}{\omega_\phi} Q_{i-1}}{\frac{K_{in}}{\Delta t} + (S_\phi + S_{mp \cdot o}) (2Q_{i-1} + \Delta Q_{i-1}) + \frac{\Delta t}{\omega_\phi}} \quad (3.127)$$

Другий етап продовжується до повного закриття відвідної трубки, тобто до виконання умови $h_{om} \leq 0$. Після цього моменту $h_{om} = 0$; $Q_{om} = 0$; $Z_{om} = 0$. Камера протитиску починає наповнюватися через імпульсну трубу з витратою Q_{im} . Цей третій етап перехідного процесу проходить до повного закриття водовипуску, тобто до моменту $h_{ui} = 0$.

На третьому етапі, приймаючи Z_{om} з рівняння (3.98)

$$K_{im} \sqrt{Z_{im}} = K_x. \quad (3.128)$$

$$\text{Тоді} \quad Z_{im} = \left(\frac{K_x}{K_{im}} \right)^2 = A^2 \quad (3.129)$$

і далі визначаємо Q_{im} за формулою (3.61).

Алгоритм розрахунку перехідних процесів у водовипусках-стабілізаторах рівня води можна представити наступним чином [379; 388].

На першому етапі перехідного процесу, при виконанні умов $F < F_k$; $Q_{im} = Q_{om}$; $Z = Z_o = \text{const}$; $h_{ui} = h_{uin} = \text{const}$; $F = F_o = \text{const}$; $Q = Q_o = \text{const}$; $p_T = p_{To} = \text{const}$ розрахунок виконується в наступній послідовності:

1. $t_i = t_{i-1} + \Delta t$;
2. $\Delta H_{cm \cdot i} = \frac{Q_o \Delta t}{\omega_\phi}$;
3. $H_{cm \cdot i} = H_{cm \cdot i-1} + \Delta H_{cm \cdot i}$;
4. $h_{om \cdot i} = h_{om \cdot i-1} - \Delta H_{cm \cdot i}$;
5. $\mu_{om \cdot i} = f \left(\frac{h_{om \cdot i}}{d_{om}} \right)$;

$$6. Q_{iM \cdot i} = Q_{om \cdot i} = \sqrt{\frac{Z_o}{\frac{1}{K_{iM}^2} + \frac{1}{C_{om}^2 \mu_{om \cdot i}^2}}};$$

$$7. Z_{iM \cdot i} = \frac{Q_{iM \cdot i}^2}{K_{iM}^2};$$

$$8. Z_{om \cdot i} = Z_o - Z_{iM \cdot i};$$

$$9. \frac{p_{\kappa \cdot i}}{\gamma} = \frac{p_{To}}{\gamma} - Z_{iM \cdot i} - \frac{h_{up}}{2};$$

$$10. F_{\kappa \cdot i} = p_{\kappa \cdot i} \omega_n;$$

Якщо $F_o > F_{\kappa \cdot i}$, то продовжують розрахунок для наступного інтервалу часу Δt .

Якщо $F_o \leq F_{\kappa \cdot i}$, то переходять до розрахунку другого етапу перехідного процесу.

Другий етап розрахунку перехідного процесу при виконанні умов $F_o < F_{\kappa \cdot i}$; $h_{om \cdot i} > 0$; $Q_{iM} \neq Q_{om}$; $h_{up} > 0$ проводиться в наступній послідовності:

$$1. t_i = t_{i-1} + \Delta t;$$

$$2. \Delta H_{cm \cdot i}^* = (Q_{i-1} + \Delta Q_{i-1} / 2) \frac{\Delta t}{\omega_{\bar{\sigma}}};$$

$$3. H_{cm \cdot i}^* = H_{cm \cdot i-1} + \Delta H_{cm \cdot i}^*;$$

$$4. \Delta h_{up \cdot i} = (Q_{i-1} - Q_{om \cdot i-1}) \frac{\Delta t}{\omega_p};$$

$$5. h_o^* = h_{up \cdot i-1} + \Delta h_{up \cdot i};$$

6. Якщо $h_{up \cdot i} / D_{np} > 0,02$; то визначають $\zeta_{\bar{\sigma}}$ за формулою (3.54); якщо $h_{up \cdot i} / D_{np} < 0,02$, то визначають $\zeta_{\bar{\sigma}}$ за формулою (3.55);

$$7. \mu_i^* = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{\bar{\sigma}} - 1}};$$

$$8. Q_i^* = Q_{i-1} + \Delta Q_{i-1};$$

9. $Z_i^* = \left(\frac{Q_i}{\mu_i^* C_{mp}} \right)^2;$
10. $p_T^* = \gamma \left(H_{cm \cdot i}^* - H_c - Z_i^* \right);$
11. $p_{Tc}^* = \gamma \left(H_{cm \cdot i}^* - H_c \right);$
12. $F_i^* = p_{Tc}^* \omega_c + \left[\frac{\rho(Q_i^*)^2}{\omega_c} + p_{Tc} (\omega_e - \omega_c) \right] \frac{h_{uy \cdot i}^*}{h_{un}};$
13. $\omega_e^* = \omega_{eK} + K_e h_{uy \cdot i}^*;$
14. $p_{\kappa \cdot i}^* = p_{T \cdot i}^* - \gamma \left(Z_{iM \cdot i-1} + \frac{h_{uy \cdot i}^*}{2} \right);$
15. $F_{\kappa \cdot i}^* = p_{\kappa \cdot i}^\times \omega_e^*;$
16. $K_{x \cdot i} = \frac{\omega_p}{\Delta t} \left[\Delta h_{uy \cdot i-1} + \frac{\Delta t^2}{m_{3a2}} (F_i^* - F_{\kappa \cdot i}^*) \right];$
17. $A = \frac{K_{x \cdot i}}{K_{iM}};$
18. $h_{om \cdot i} = h_{om \cdot i-1} - \Delta H_{cm \cdot i};$
19. $\mu_{om \cdot i} = f \left(\frac{h_{om \cdot i}}{d_{om}} \right);$
20. $B = \frac{C_{om} \mu_{om \cdot i}}{K_{iM}};$
21. $y = \frac{-AB + \sqrt{A^2 B^2 - (1 + B^2)(A^2 - Z_i^*)}}{(1 + B^2)};$
22. $x = A + By;$
23. $Z_{om \cdot i} = y^2;$
24. $Z_{iM \cdot i} = x^2;$

$$25. Q_{om-i} = \mu_{om-i} C_{om} y;$$

$$26. Q_{im-i} = K_{im} x;$$

$$27. \Delta h_{u-i} = (Q_{im-i-1} + Q_{im-i} - Q_{om-i-1} - Q_{om-i}) \frac{\Delta t}{\omega_{\phi}};$$

$$28. h_{u-i} = h_{u-i-1} - \Delta h_{u-i};$$

29. Якщо $h_{u-i} > 0$ і $h_{u-i}/D_{np} > 0,02$; то визначають ζ_{ϕ} за формулою (3.54); якщо $0 < h_{u-i}/D_{np} < 0,02$, то визначають ζ_{ϕ} за формулою (3.55);

$$30. \mu_i = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{\phi} - 1}};$$

$$31. Z_i = \left(\frac{Q_i^*}{\mu_i C_{mp}} \right)^2;$$

$$32. \Delta Q_i = \frac{H_{\phi} - H_{cm-i-1} - Z_i - (S_{\phi} + S_{mp-o}) Q_{i-1}^2 - \frac{\Delta t}{\omega_{\phi}} Q_{i-1}}{\frac{K_{in}}{\Delta t} + (S_{\phi} + S_{mp-o})(2Q_{i-1} + \Delta Q_{i-1}) + \frac{\Delta t}{\omega_{\phi}}};$$

$$33. Q_i = Q_{i-1} + \Delta Q_i;$$

$$34. \Delta H_{cm-i} = \left(\frac{Q_{i-1} + Q_i}{2\omega_{\phi}} \right) \Delta t;$$

$$35. H_{cm-i} = H_{cm-i-1} + \Delta H_{cm-i};$$

$$36. h_{om-i} = h_{om-i-1} + \Delta h_{cm-i};$$

Якщо $h_{om-i} > 0$, то продовжують розрахунок для наступного інтервалу часу Δt .

Якщо $h_{om-i} < 0$, то приймають $h_{om} = 0$ і переходять до розрахунку третього етапу розрахунку перехідного процесу.

Третій етап розрахунку перехідного процесу при виконанні умов $F_o < F_{\kappa-i}$; $h_{om-i}=0$; $Q_{om}=0$; $h_{u-i} > 0$ проводиться в наступній послідовності:

$$1. t_i = t_{i-1} + \Delta t;$$

2. $H_{cm\ i}$ – за результатами дослідів, або за розрахунком наповнення басейну.

$$3. \Delta h_{u\cdot i} = \frac{Q_{\text{ім.сеп.}i-1} \Delta t}{\omega_p};$$

$$4. h_{u\cdot i} = h_{u\cdot i-1} - \Delta h_{u\cdot i};$$

$$5. Q_i^* = Q_{i-1} + \Delta Q_{i-1};$$

$$6. Re^* = \frac{d_{mp}}{\omega_{mp} \nu_6} Q_i^*;$$

7. Якщо $h_{u\cdot i}/D_{np} > 0,02$; то визначають ζ_6 за формулою (3.54),

якщо $0 < \frac{h_{u\cdot i}}{D_{np}} < 0,02$, то визначають ζ_6 за формулою (3.55);

$$8. S_{mp\cdot i} = S_{mp\cdot o} + \frac{(\zeta_6^* - 1)}{C_{mp}^2};$$

$$9. \Delta Q_i = \frac{H_\phi - H_{cm\cdot i} - (S_\phi + S_{mp\cdot o}) Q_{i-1}^2}{\frac{K_{in}}{\Delta t} + (S_\phi + S_{mp\cdot o}) (2Q_{i-1} + \Delta Q_{i-1})};$$

$$10. Q_i = Q_{i-1} + \Delta Q_i;$$

$$11. Re = \frac{d_{mp}}{\omega_{mp} \nu_6} Q_i;$$

12. Якщо $h_{u\cdot i}/D_{np} > 0,02$; то визначають ζ_6 за формулою (3.54),

якщо $0 < h_{u\cdot i}/D_{np} < 0,02$, то визначають ζ_6 за формулою (3.55);

$$13. \mu_i = \frac{1}{\sqrt{\zeta_6 - 1}};$$

$$14. Z_i = \left(\frac{Q_i}{\mu_i C_{mp}} \right)^2;$$

$$15. p_{mc\cdot i} = \gamma (H_{cm\cdot i} - H_c);$$

$$16. p_{T\cdot i} = p_{Tc\cdot i} + \gamma Z_i;$$

$$17. \omega_{e-i} = \omega_{e-\kappa} + K_e h_{\text{ш-}i};$$

$$18. Q_{\text{ш-}i} = \frac{K_{\text{ш}}^2}{\omega_e Q_{\text{ш-}i-1}} \left[Z_i (\omega_e - \omega_c) - \frac{\rho}{\gamma \omega_c} Q_i^2 \right];$$

$$19. Q_{\text{ш-сеп-}i} = 0,5 (Q_{\text{ш-}i} + Q_{\text{ш-}i-1});$$

$$20. Z_{\text{ш-}i} = \left(\frac{Q_{\text{ш-сеп-}i}}{K_{\text{ш}}} \right)^2.$$

Розрахунок перехідного процесу виконаний для водовипуску-стабілізатора рівня води, дослідження якого проводилося раніше в лабораторних умовах. Розрахунок проведений для другої частини перехідного процесу, тобто для періоду, на протязі якого виконувалися умови $F_{\kappa} > F$; $h_{\text{ш}} > 0$; $h_{\text{ом}} = 0$.

Причому дослідні дані взяті за дослідженнями моделі з дротом, який має діаметр отвору 2,9 мм. Процес розрахунків значно полегшується при використанні постійних величин, які не міняють своїх значень для конкретних розмірів водовипуску. Так для розглядуваного випадку наступні початкові умови і постійні величини мають такі значення:

- перевищення рівня води в лотку над площиною 0-0
 $H_{\text{сш } 0} = 0,503 \text{ м};$
- перевищення площиною сідла водовипуску над площиною 0-0
 $H_c = 0,25 \text{ м};$
- Коефіцієнти напірної характеристики насоса
 $H_{\phi} = 8,1 \text{ м};$
 $S_{\phi} = 0;$
- початкова глибина води в лотку
 $h_{\text{ш } 0} = 0,403 \text{ м};$
- діаметр відвідної труби
 $d_{\text{ом}} = 0,02 \text{ м};$
- площа поперечного перерізу відвідної труби
 $\omega_{\text{ом}} = 0,00031 \text{ м}^2;$
- коефіцієнт
 $C_{\text{ом}} = 0,00139;$
- максимальне відкриття клапана відвідної труби
 $h_{\text{ом max}} = 0,00048 \text{ м};$
- розрахунковий інтервал часу
 $\Delta t = 1 \text{ с};$
- об'ємна вага води
 $\gamma = 9,81 \text{ кН/м}^3;$
- коефіцієнт інерційності трубопроводу
 $K_{\text{ін}} = 163,5 \text{ с}^2/\text{м}^2;$

- розрахункова площа діафрагми:
якщо $h_{\text{ц.і}} / D_{\text{нр}} > 0,02$, то $\omega_p = 0,0371 \text{ м}^2$;
- якщо $0 < h_{\text{ц.і}} / D_{\text{нр}} < 0,02$, то $\omega_p = 0,148 \text{ м}^2$;
- повне відкриття водовипуску $h_{\text{ц.н}} = 0,01049 \text{ м}$;
- постійна водовипуску $C_{\text{нр}} = 0,0348$;
- кінцеве значення ефективної площі діафрагми $\omega_{\text{ек}} = 0,0134 \text{ м}^2$;
- коефіцієнт ефективності діафрагми $K_e = 1,106$
- площа сідла водовипуску $\omega_c = 0,008 \text{ м}^2$;
- загальна маса рухомих частин діафрагми $m_{\text{заг}} = 0,000401 \text{ т}$;
- витратний коефіцієнт імпульсної труби $K_{\text{ім}} = 0,0000307$;
- повна площа діафрагми $\omega_{\text{н}} = 0,025 \text{ м}^2$;
- коефіцієнт опору трубопроводу $S_{\text{нр о}} = 9319$;
- діаметр трубопроводу $d_{\text{нр}} = 0,1 \text{ м}$;
- густина води $\rho = 1 \text{ т/м}^3$;
- початкова витрата водовипуску $Q_o = 0,0255 \text{ м}^3/\text{с}$;
- кінематична в'язкість води $\nu_g = 0,000001031 \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт $d_{\text{нр}} / (\omega_{\text{нр}} \nu_g) = 12738853$;

Розрахунок перехідного процесу виконувався в табличній формі, де проставлялися всі проміжні значення величин для кожного інтервалу часу Δt . Результати розрахунків перехідних процесів з точками наведені на рис. 3.31; там же суцільними лініями без точок показані результати експериментальних досліджень. Причому значення тисків p_T і p_K показані відносно сідла водовипуску. Результати розрахунків за витратою добре співпадають з даними дослідів. За тиском є деякі розбіжності, проте в цілому процес описується математично з достатньо хорошим наближенням до дослідних даних.

3.7. Перехідні гідромеханічні процеси в насосних установках з водовипусками у вигляді полігональних водозливів при пусках насосів

Алгоритм розрахунків перехідних процесів в насосних установках з водовипусками в вигляді полігональних водозливів [416] складений на основі методик, які викладені в розділах 1 і 2. Додатково використовується залежність для пропускної здатності невідтопленого водозливу з тонкою стінкою

$$Q = m_e L_e \sqrt{2g} H_e^{3/2}. \quad (3.130)$$

Звідси

$$H_e = \left(\frac{Q}{m_e L_e \sqrt{2g}} \right)^{2/3}. \quad (3.131)$$

Тоді

$$h_{cm-i} = h_{cm-ep-n} + \frac{H_e}{H_n}. \quad (3.132)$$

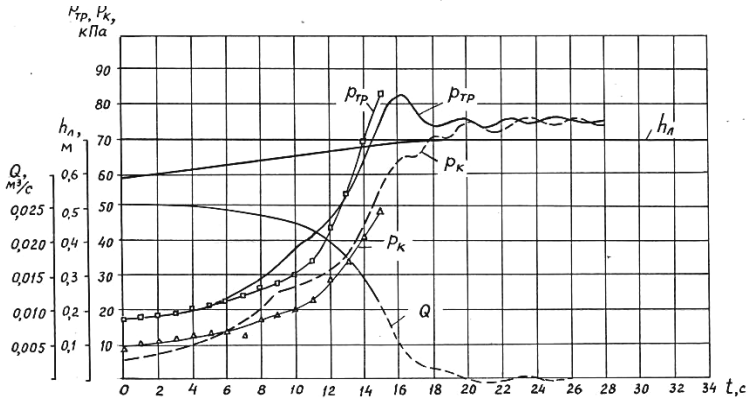


Рис. 3.31. Графіки перехідних процесів в водовипуску-стабілізаторі рівня води

Програма розрахунків пуску насосних установок з трубопроводом, що обладнаний полігональним водозливом, складена на алгоритмічній мові «Бейсик». Для умов прикладу розділу 2,7 з деякими змінами параметрів трубопроводу і електролінії виконані розрахунки перехідних процесів при пуску насосів ОП2-145Е з електродвигуном СДВ 17-39-16 на спорожнений трубопровід. За даними розрахунків побудовані графіки перехідних процесів, рис. 3.32.

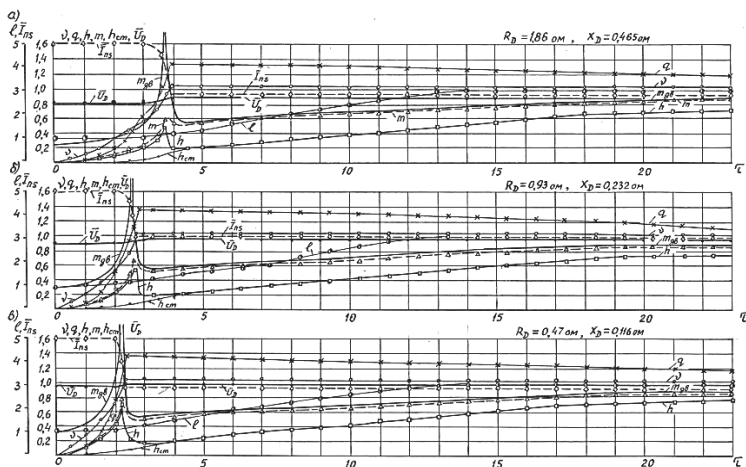


Рис. 3.32. Графіки перехідних процесів при пуску насоса ОП2-145Е

Як показують результати розрахунків, при розглянутих значеннях опорів електролінії двигун не входить в синхронізм при глухопід'єднаних обмотках збудження, якщо в моментній характеристиці електродвигуна існує провал на підсинхронній швидкості обертання. При підтвердженні заводом-виробником електродвигунів наявності провалу в моментній характеристиці, необхідно переходити до інших більш ефективних, але й більш дорогих способів пуску синхронних електродвигунів.

Як показують дані математичного моделювання, рис. 3.32 розгін насосного агрегату проходить тим інтенсивніше чим менший опір лінії електропередачі. При цьому період наповнення трубопроводу дещо скорочується.

Таким чином, розроблений метод розрахунку перехідних процесів дозволяє прогнозувати умови входження електродвигуна в синхронізм, обирати прийнятні схеми пуску, визначати період наповнення трубопроводу і умови роботи водовипускних споруд при пусках насосних агрегатів.

4. ГІДРАВЛІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ОДНОНИТКОВИХ ТРУБОПРОВОДАХ З ВОДОПОВІТРЯНИМИ РЕЗЕРВУАРАМИ

4.1. Гідравлічні дослідження водоповітряних резервуарів з опором

Одним з ефективних засобів боротьби з гідравлічними ударами, які виникають при маневруванні засувками і насосами, є встановлення на напірних трубопроводах водоповітряних резервуарів (ВПР). Проте в більшості випадків проектування таких резервуарів проводиться з умови отримання регулюючої ємності для автоматизації роботи допоміжних насосів без перевірки умов погашення гідравлічних ударів.

Побудовані насосні станції не допускають поновлення нормальної експлуатації після раптового вимикання електроенергії, тому що великий об'єм повітря з ВПР потрапляє в трубопровідну мережу і потрібна нове налаштування роботи станції з пуском насосів вручну і видаленням повітря з мережі, при цьому при видаленні повітря з мережі можливо виникнення гідравлічних ударів великої сили.

Із-за недосконалості системи автоматизації, недоробок проєктів насосних станцій, а також неякісного виконання налагоджувальних робіт велика кількість насосних станцій підкачки при наявності систем автоматизації експлуатуються в ручному режимі управління, а ВПР від'єднуються від трубопровідної мережі. Останнє призводить до проскоків в закриту зрошувальну мережу значних хвиль підвищення тиску, які виникають при пусках і зупинках насосів, відключенні дощувальної техніки. Гідравлічні удари постійно розхитують і в результаті руйнують стики азбестоцементних труб, призводять до частих поривів трубопровідної мережі і наступних її ремонтів і, як наслідок, до втрат виходу сільськогосподарської продукції. Метою експериментальних досліджень є перевірка математичної моделі руху рідини в напірному трубопроводі при наявності ВПР.

Існуючі рекомендації для визначення параметрів ВПР [28; 128; 182; 223; 520] відносяться, як правило, до одноступінчатих

водоводів і їх з деякими труднощами можна застосувати до розгалужених зрошувальних трубопровідних мереж, для яких поняття розрахункової довжини трубопроводу не визначено. Точне розв'язання задачі про визначення об'єму повітря в ВПР [7] викликає певні труднощі в практичному застосуванні. Діаграми для розрахунків ВПР [182; 520; 573] не завжди відповідають наявному діапазону змін вихідних параметрів системи. Запропонована в [133] формула для визначення об'єму повітря в ВПР відповідає тільки ізотермічному процесу стиснення повітря і припускає постійною швидкістю втікання води в ВПР.

Експериментальні дослідження проводилися на лабораторній установці, схема якої приведена на рис. 4.1 [93; 379].

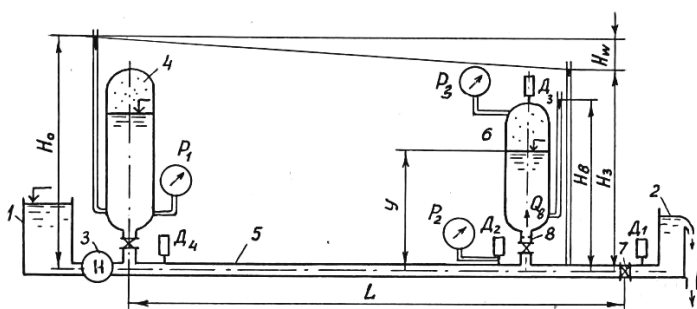


Рис. 4.1. Схема лабораторної установки для дослідження параметрів перехідних процесів в трубопроводі з водоповітряним резервуаром (ВПР)

Установка вміщує напірний 1 і мірний 2 баки; насос 3; ВПР 4, призначений для зняття пульсації тиску в трубопроводі за насосом; робочу ділянку трубопроводу 5 діаметром 100 мм і довжиною 58 м; досліджуваний ВПР 6 з об'ємом 640 л; зворотний клапан 7 з вантажним пристроєм для його швидкого закриття. Установка обладнана засувками для створення необхідних режимів роботи, манометрами, тензOMETричними датчиками тиску і мірним трикутним водозливом.

Тиск в трубопроводі створюється насосом марки К 90/85 з діаметром робочого колеса 272 мм і швидкістю обертання $n=2900$ об/хв, який розвиває напір $H = 87$ м при витраті $90 \text{ м}^3/\text{год}$. ВПР підключений в кінці робочої ділянки трубопро-

воду за допомогою з'єднувальної лінії діаметром 75 мм і довжиною 2,5 м, на якій встановлена монтажна вставка зі змінними діафрагмами 8, що мали внутрішні отвори з діаметрами 75, 60, 50, 40, 30 мм.

Початкові умови дослідів фіксувалися за манометрами і трикутним водозливом. Гідравлічний удар викликався швидким закриттям зворотного клапана, який був встановлений проти течії, тому його таріль ударним тиском щільно притискала до сидла. Зміна тиску в чотирьох точках установки фіксувалася тензOMETричними датчиками тиску типу ТДД на тиск від 25 до 200 кГс/см². Сигнали з датчиків підвищувалися тензопідсилювачем «Топаз 2» і записувалися на фотострічку осцилографом К 12-22. Всього було виконано 90 дослідів. Результати обробки деяких осцилограм приведені на рис. 4.2. Ці досліді 12-тої серії, при проведенні яких в з'єднувальній лінії дросельна шайба не встановлювалася. Коефіцієнт опору з'єднувальної лінії з різними шайбами визначався експериментально в спеціальних дослідях.

Аналіз графіків на рис. 4.2 показує, що зі зростанням об'єму повітря в ВПР ефективність його зростає, тому що тиск в трубопроводі перед ВПР – $p_{тр}$ (датчик 2) зменшується. Датчик D_1 в усіх розглянутих дослідях, крім досліді 12-17, був встановлений за зворотним клапаном. Тому після закриття зворотного клапана він фіксує зниження тиску до вакууму, розрив суцільності потоку і наступне замикання повітряної порожнини з різким піком тиску. Такий характер протікання перехідних процесів за клапаном говорить про його добру герметизацію після закриття. В досліді 12-17 датчик D_1 був встановлений між ВПР і зворотним клапаном і зафіксував підйом тиску p_3 до 48 кГс/см², що відповідає прямому гідравлічному удару без ВПР.

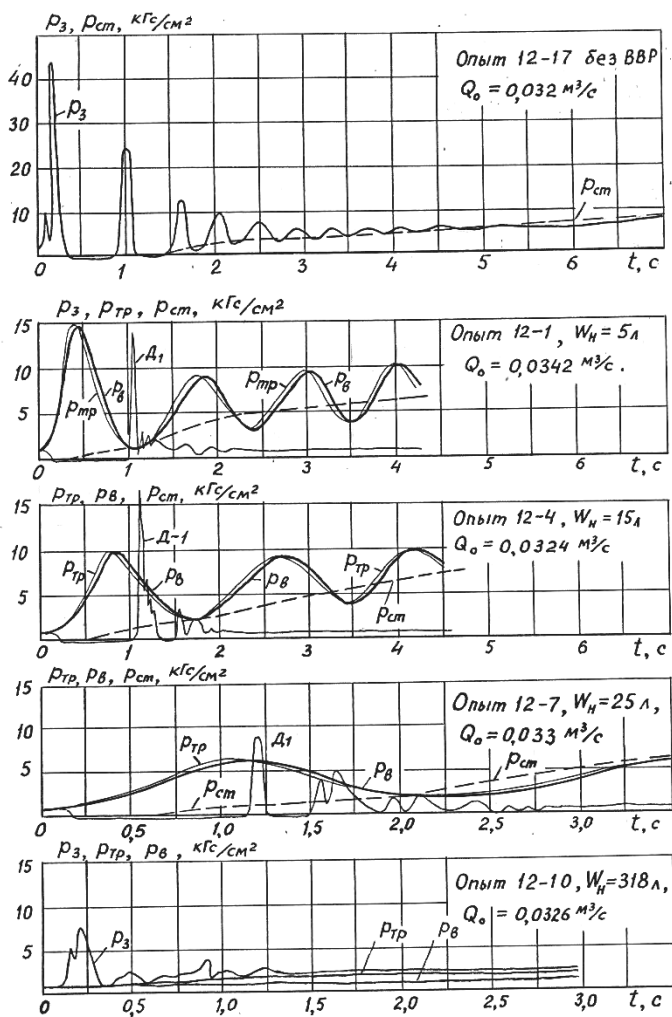


Рис. 4.2. Графіки перехідних процесів в дослідях 12-тої серії

При наявності ВПР зміни тиску в трубопроводі носять плавний коливальний характер. Чим більше об'єм ВПР, тим більш тривалий період колювання тиску в ньому і тим більш суттєво зменшується тиск в порівнянні з прямим гідравлічним ударом.

В різних серіях дослідів датчики тиску розміщувалися по різному. На рис. 4.1 показано розташування датчиків тиску, яке відповідає 13 серії дослідів і в якій на з'єднувальній лінії була встановлена дросельна шайба з отвором діаметром 60 мм. На рис. 4.3 приведені графіки зміни тисків, які отримані в дослідях 13-54; 13-55, 13-56. Необхідно зазначити, що в багатьох дослідях тиск перед засувкою $p_3 = \rho g H_3$ набагато перевищує максимальний тиск в ВПР $p_e = \rho g H_e$, в той час як тиск в трубопроводі перед ВПР $p_{mp} = p_2 = \rho g H_{mp}$ практично не перевищує максимальний тиск в ВПР. Це говорить про ефективне зниження ударного тиску в трубопроводі при наявності ВПР.

Висновки

Таким чином, хвиля гідравлічного удару (хвиля підвищення тиску) значно трансформується (знижується) при використанні ВПР. Підвищений тиск локалізується на ділянці трубопроводу між засувкою, що закривається, і ВПР. В деяких дослідях, наприклад в досліді 13-56, спостерігається, що максимальне підвищення тиску у засувки $p_3 = p_{нік}$ дорівнює максимальному підвищенню тиску в ВПР $p_e = p_m$, тобто виконується умова

$$p_{нік} = p_m. \quad (4.1)$$

Ця умова характеризує раціональне поєднання необхідного об'єму повітря і достатнього гідравлічного опору з'єднувальної лінії.

4.2. Математичне моделювання перехідних процесів в одноступінчастому трубопроводі з ВПР при закритті кінцевої засувки

Водоповітряні резервуари (ВПР) застосовуються для обмеження підвищення тиску в водопровідних, зрошувальних, гідротранспортних і інших трубопровідних системах. Гідравлічний опір у вузлі спряження ВПР з трубопроводом дозволяє зменшити необхідний об'єм повітря W_n при початковому тиску p_n .

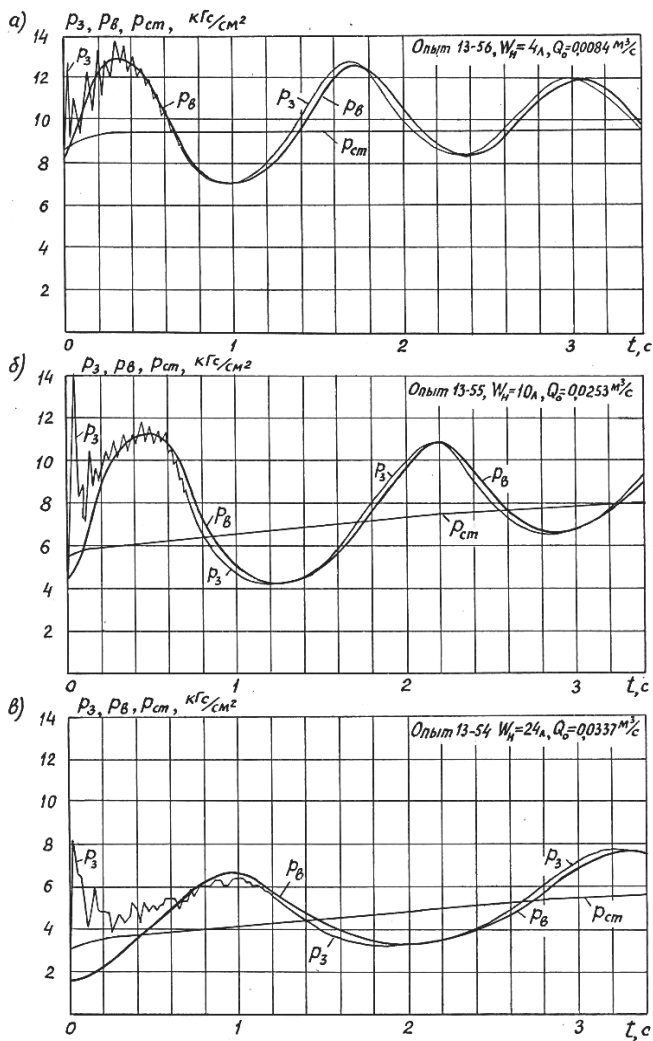


Рис. 4.3. Графіки зміни тисків в дослідях 13-54, 13-55, 13-56

Розглянемо напірний неусталений рух рідини в трубопроводі, до якого приєднаний ВПР, рис. 4.4.

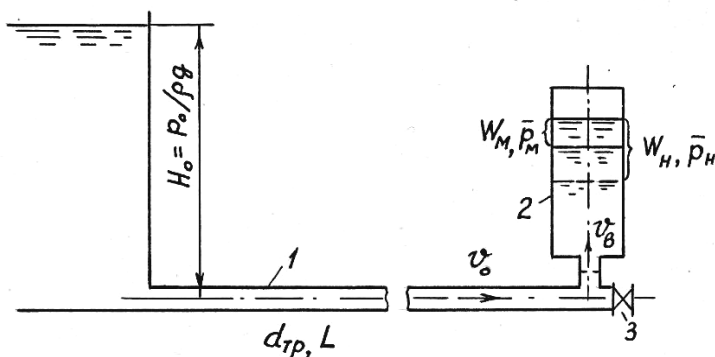


Рис. 4.4. Схема розрахункового напірного трубопроводу з ВПР перед кінцевою засувкою

З напірного резервуару трубопроводом 1 діаметром d_{mp} і довжиною L рухається рідина з усталеною швидкістю v_o при відкритому запірному пристрою (засувці) 3.

Перед засувкою в кінці трубопроводу підключений ВПР 2 з об'ємом повітря W_H при початковому абсолютному тиску \bar{p}_H . Лінія приєднання ВПР до трубопроводу має коефіцієнт гідравлічного опору ζ_y , який віднесений до швидкості рідини в трубопроводі. Для опису сумісної роботи трубопроводу і ВПР використовуємо закон збереження енергії. Розглянемо випадок миттєвого повного закриття запірної засувки. При гальмуванні рідини в трубопроводі енергія потоку T_k і потенційна енергія T_n рідини, яка входить в ВПР [62; 133; 333; 520] витрачається на роботу стиснення повітря A_n , роботу тертя рідини в трубопроводі A_T і в лінії спряження з ВПР A_y . Роботою, яка витрачається на стиснення рідини в трубопроводі і деформацію стінок труби, нехтуємо через їх малу величину [133]. Запишемо рівняння сумісної роботи ВПР і трубопроводу з рідиною

$$T_k + T_n = A_n + A_T + A_y. \quad (4.2)$$

В розглядуваному випадку [133; 377]

$$T_k = \rho L f_{mp} v_o^2 / 2, \quad (4.3)$$

$$T_n = \bar{p}_o (W_H - W_M). \quad (4.4)$$

При ізотермічному стисканні повітря при показнику політропи $n=1$

$$\bar{p}_n W_n = \bar{p}_m W_m = \bar{p} W \quad (4.5)$$

і робота рівноважного стискання системи від W_n до W_m дорівнює

$$A_\epsilon = -\int_{W_n}^{W_m} \bar{p} dW = -\int_{W_n}^{W_m} \frac{\bar{p}_n W_n}{W} dW = \bar{p}_n W_n \ln \left(\frac{W_n}{W_m} \right). \quad (4.6)$$

Для політропного процесу стискання повітря приймають показник політропи $n = 1, 2, \dots, 1, 3$ і

$$\bar{p}_n W^n = \bar{p}_m W^n = \bar{p} W^n, \quad (4.7)$$

звідси
$$\bar{p} = \bar{p}_n \left(\frac{W_n}{W} \right)^n. \quad (4.8)$$

В цьому випадку робота рівноважного стискання системи від W_n до W_m дорівнює

$$A_\epsilon = -\int_{W_n}^{W_m} \bar{p} dW = -\int_{W_n}^{W_m} \frac{\bar{p}_n W_n^n}{W^n} dW = \frac{\bar{p}_n W_n}{n-1} \left(N^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (4.9)$$

де
$$N = \frac{\bar{p}_m}{\bar{p}_n} = \left(\frac{W_n}{W_m} \right)^n, \quad (4.10) \quad \frac{W_n}{W_m} = N^{\frac{1}{n}}. \quad (4.11)$$

Величину A_T і A_y визначимо, припускаючи, що зміна швидкості втікання рідини в ВПР відповідає залежності

$$v = v_{10} e^{-\xi t} \cos t, \quad (4.12)$$

де v_{10} – віднесена до поперечного перерізу трубопроводу швидкість, з якою рідина потрапляє в початковий момент часу в ВПР; ξ – коефіцієнт затухання швидкості втікання; ω – кутова частота зміни швидкості; t – поточний час.

Нехтуючи впливом затухання коливань в перший чверті періоду T , знайдемо кутову частоту зміни швидкості з умови

$$W_n - W_m = f_{mp} \int_0^{\frac{1}{4}T} v dt = f_{mp} v_{10} \int_0^{\frac{1}{4}T} \cos \omega t dt = f_{mp} v_{10} \frac{1}{\omega} \sin \omega \frac{T}{4}. \quad (4.13)$$

Через те, що кутова частота зміни швидкості пов'язана з періодом коливань співвідношенням

$$\omega = 2\pi / T, \quad (4.14)$$

то з (4.13) маємо

$$W_n - W_m = f_{mp} v_{10} \frac{T}{2\pi}. \quad (4.15)$$

Звідси

$$T = \frac{2\pi(W_n - W_m)}{f_{mp} v_{10}} \quad (4.16)$$

і тоді

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{f_{mp} v_{10}}{W_n - W_m}. \quad (4.17)$$

Для інтервалу часу dt

$$dA_T = \rho g f_{mp} v k v^2 dt, \quad (4.18)$$

де $k v^2$ – втрати напору на тертя по довжині трубопроводу, причому

$$k v^2 = (\bar{p}_o - \bar{p}_n) / \rho g. \quad (4.19)$$

Інтегруючи вираз (4.18) за часом від 0 до $t = (1/4)T$, отримаємо

$$A_T = \rho g f_{mp} k \int_0^{\frac{1}{4}T} v^3 dt = \rho g f_{mp} k v_{10}^3 \int_0^{\frac{1}{4}T} \cos^3 \omega t dt = \rho g f_{mp} k v_{10}^3 \frac{2}{3} \omega. \quad (4.20)$$

З урахуванням залежностей (4.14), (4.16), (4.19)

$$A_T = \frac{2}{3} \left(\frac{v_{10}}{v} \right)^2 (W_n - W_m) (\bar{p}_o - \bar{p}_n). \quad (4.21)$$

Робота на тертя в лінії спряження ВПР з трубопроводом за час dt становить

$$dA_y = \rho g f_{mp} v \cdot 1,1 \zeta_y \frac{v^2}{2g} dt. \quad (4.22)$$

Інтегруючи від 0 до $(1/4)T$ і враховуючи (4.12) і (4.16), отримаємо

$$A_T = \frac{1}{2} \rho f_{mp} \cdot 1,1 \zeta_y v_{10}^3 \sum_0^{\frac{1}{4}T} \cos^3 \omega t dt = \frac{1}{3} \rho \cdot 1,1 \zeta_y v_{10}^3 (W_n - W_m). \quad (4.23)$$

Використовуючи залежність (4.11), знаходимо

$$W_n - W_m = W_n \left(1 - \frac{W_m}{W_n}\right) = W_n \left(1 - N^{-\frac{1}{n}}\right). \quad (4.24)$$

Підставляємо отримані вирази у рівняння балансу енергій (4.2) і, замінюємо різницю $W_n - W_m$ за виразом (4.24), отримаємо формули для визначення об'єму повітря в водоповітряному резервуарі:

При ізотермічному процесі $n=1$

$$W_n = \frac{\frac{1}{2\bar{p}_n} \rho L f_{mp} v_o^2}{\lg N + (1 - N^{-1}) \left[\frac{1,1}{3\bar{p}_n} \rho \zeta_y v_{10}^2 + \frac{2}{3} \left(\frac{v_{10}}{v_o} \right)^2 \left(\frac{\bar{p}_o}{\bar{p}_n} - 1 \right) - \frac{\bar{p}_o}{\bar{p}_n} \right]}. \quad (4.25)$$

При політропічному процесі $n \neq 1$

$$W_n = \frac{\frac{1}{2\bar{p}_n} \rho L f_{mp} v_o^2}{\frac{1}{n-1} \left(N^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \left(1 - N^{-\frac{1}{n}} \right) \left[\frac{1,1}{3\bar{p}_n} \rho \zeta_y v_{10}^2 + \frac{2}{3} \left(\frac{v_{10}}{v_o} \right)^2 \left(\frac{\bar{p}_o}{\bar{p}_n} - 1 \right) - \frac{\bar{p}_o}{\bar{p}_n} \right]}. \quad (4.26)$$

При використанні формул (4.25), (4.26) необхідно мати значення початкової швидкості втікання рідини в ВПР v_{10} , яке можна визначити з наступних міркувань. Як показує аналіз дослідних даних, які отримані на лабораторній установці, описаній в розділі 4.1 [93], характер течії рідини в з'єднувальній лінії має складний динамічний вигляд, рис. 4.5.

Розглянемо ділянку осцилограми за початковий період часу, який дорівнює $(1/4)T$. Зміни тиску $p_3 = \rho g H_3$ у запірного пристрою носить різко змінний затухаючий характер – позначено суцільною лінією, тиск в трубопроводі перед ВПР $p_{mp} = \rho g H_{mp}$ змінюється порівняльно невеликими стрибками – пунктирна лінія, тиск всередині ВПР $p_6 = \rho g H_6$ змінюється плавно – суцільна лінія.

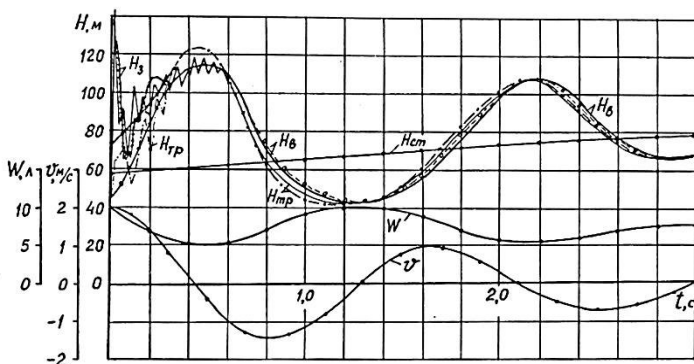


Рис. 4.5. Графіки зміни тиску, об'єму повітря і швидкості води в трубопроводі з ВПР при закритті кінцевої засувки – дослід 13-55

Розглянута картина змін тиску показує значну нерівномірність зміни швидкості в з'єднувальній лінії між трубопроводом і ВПР.

Якщо визначати швидкість втікання v_6 за середнім перепадом тиску

$$v_6 = \sqrt{2 \left(\frac{p_3 + p_{mp}}{2} - p_6 \right) / (\rho \zeta_y)}, \quad (4.27)$$

то отримаємо стрибкоподібну зміну швидкості за часом і осереднену швидкість і цьому випадку можливо вважати такою, що змінюється за лінійним законом з початковим значенням

$$v_{60} = \frac{8(W_n - W_m)}{f_{mp} T}. \quad (4.28)$$

З другого боку початковий пік підвищення тиску у засувки при раціональному об'ємі повітря в ВПР не повинен перевищувати значення $\bar{p}_m - \bar{p}_n$, тобто початкова погашена швидкість повинна дорівнювати

$$v_{noz} = (\bar{p}_m - \bar{p}_n) / \rho a. \quad (4.29)$$

Тоді

$$v_{60} = v_o - v_{noz}. \quad (4.30)$$

Якщо будувати графік зміни швидкості v , враховуючи зміну тиску в ВПР p_{et} за залежністю

$$v = \frac{W_t - W_{t-\Delta t}}{f_{mp} \Delta t}, \quad (4.31)$$

де значення об'єму повітря у ВПР визначається з урахуванням (4.7) за формулою

$$W_t = W_m \left(\frac{\bar{p}_n}{\bar{p}_m} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (4.32)$$

то зміна швидкості носить більш плавний характер і відповідає прийнятій залежності (4.12). Використовуючи формули (4.16) і (4.28)-(4.30), знаходимо

$$\frac{v_{10}}{v_{eo}} = \frac{2\pi(W_n - W_m)}{f_{mp} T} \cdot \frac{f_{mp} T}{8(W_n - W_m)} = \frac{\pi}{4} = 0,785. \quad (4.33)$$

Тоді остаточно

$$v_{10} = \frac{\pi}{4} v_{eo} = 0,785 [v_o - (\bar{p}_m - \bar{p}_n) / (\rho a)]. \quad (4.34)$$

Гідравлічні втрати напору в з'єднувальній лінії в початковий момент втікання рідини в ВПР не повинні перевищувати різниці тисків $\bar{p}_m - \bar{p}_n$, тобто

$$\bar{p}_m - \bar{p}_n = \frac{\alpha}{2} \zeta_y \rho v_{10}^2, \quad (4.35)$$

де α – коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей на поперечному перерізі трубопроводу. Приймаємо $\alpha = 1,1$. З залежності (4.35) знаходять значення коефіцієнту гідравлічного опору з'єднувальної лінії для отримання раціональних розмірів ВПР

$$\zeta_y = 2(\bar{p}_m - \bar{p}_n) / (1,1 \rho v_{10}^2). \quad (4.36)$$

Знайдене рішення задачі дозволяє визначити аналітично зміни параметрів системи за часом. Припускаємо, що відновлення тиску, яке пов'язане з гідравлічними втратами на тертя відбуваються на протязі K періодів коливальності, тому зміна статичного тиску $p_{ст}$ відбувається за цей же період часу від p_n до $p_{ок}$ за експоненціальній залежності

$$p_{cm} = p_n + (\bar{p}_m - \bar{p}_n) \left(1 - e^{-\frac{4t}{KT}} \right), \quad (4.37)$$

де $p_{ок}$ – тиск у напірного резервуара в кінці коливального процесу. Якщо статичний тиск на протязі перехідного процесу змінюється, то належить кутову частоту коливань приймати змінною і визначати за залежністю

$$\omega = \omega_o + (\omega_{ок} - \omega_o) \left(1 - e^{-\frac{4t}{KT}} \right), \quad (4.38)$$

де ω_o – початкова частота коливань, що визначається формулою (4.17); $\omega_{ок}$ – частота коливань при статичному тиску $\bar{p}_{ок}$ і визначається за наближеною формулою

$$\omega_{ок} = \frac{f_{mp} v_{10}}{(W_n - W_m) \left[2\bar{p}_n / (\bar{p}_n - \bar{p}_{ок}) \right]^{\frac{1}{n}}}. \quad (4.39)$$

У відповідності з співвідношенням (4.7)

$$W_m = W_n \left(\frac{\bar{p}_n}{\bar{p}_m} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (4.40) \quad W_{ок} = W_n \left(\frac{\bar{p}_n}{\bar{p}_{ок}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.41)$$

де $W_{ок}$ – об'єм повітря в ВПР в кінці коливального процесу.

Графік зміни швидкості течії рідини в трубопроводі будується за залежністю (4.12), в якій значення коефіцієнту коливань ξ визначається [177] за формулою

$$\xi = \frac{1,2v_{10}}{4d_{mp}} \left(\frac{H_o - H_n}{\frac{L}{d_{mp}} \cdot \frac{v_o^2}{2g}} \right) = \frac{0,6v_{10}(p_o - p_n)}{\rho l v_o^2}. \quad (4.42)$$

Аналогічно зміни абсолютного тиску у ВПР можна визначати за формулою

$$\bar{p}_e = \bar{p}_{ок} \left[\frac{W_{ок}}{W_n - (W_n - W_m) e^{-\xi t} \sin \omega t - (W_n - W_m) \left(1 - e^{-\frac{4t}{KT}} \right)} \right]^n. \quad (4.43)$$

Абсолютний осереднений тиск в трубопроводі \bar{p}_{mp} перед ВПР визначається з урахуванням гідравлічних втрат в з'єднувальній лінії

$$\bar{p}_{mp} = \bar{p}_s + \frac{1,1}{2} \rho \zeta_y v |v|. \quad (4.44)$$

Абсолютний тиск в трубопроводі \bar{p}_3 на ділянці між ВПР і запірним пристроєм можна визначати з урахуванням обміну імпульсами між ВПР і напірним резервуаром

$$\bar{p}_3 = \bar{p}_{mp} + \frac{1,1}{2} \rho \zeta_y \left[\left(\frac{v_{10}}{0,785} \right)^2 - v_{10}^2 \right] \left(e^{-\frac{16t}{T}} \right) \sin \omega_1 t, \quad (4.45)$$

де ω_1 = кутова частота зміни тиску у напірного пристрою

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{T_1} = \frac{2\pi a}{4L} = \frac{\pi a}{2L}.$$

З метою спрощення розрахунків за формулою (4.26) введемо позначення

$$\sigma = \frac{L f_{mp} \rho v_o^2}{2 \bar{p}_n W_n}, \quad (4.46)$$

тоді рівняння (4.26), враховуючи залежності (4.10), (4.25) можна представити так

$$\sigma = \frac{1}{n-1} \left(N^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \left(1 - N^{\frac{1}{n}} \right) \left[\frac{2}{3} (N-1) + \frac{2}{3} \left(\frac{v_{10}}{v_o} \right)^2 \left(\frac{\bar{p}_o}{\bar{p}_n} - 1 \right) - \frac{\bar{p}_o}{\bar{p}_n} \right]. \quad (4.47)$$

За цією формулою при показнику політропи $n = 1,3$ складена номограма рис. 4.6.

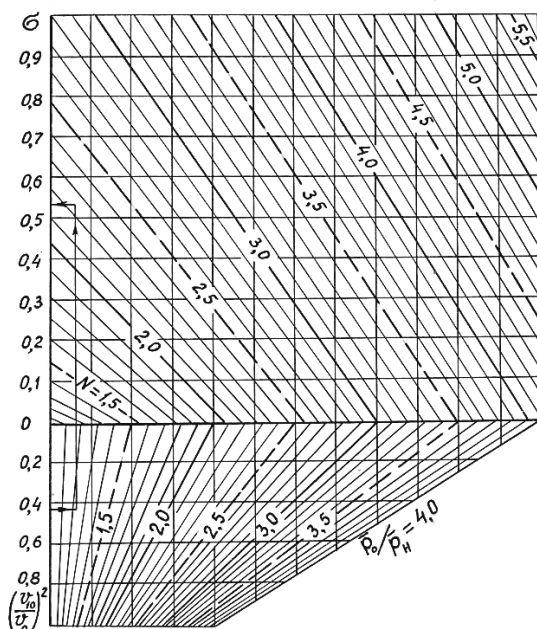


Рис. 4.6. Номограма для визначення коефіцієнта σ

Приклад розрахунку. Визначити об'єм повітря в ВПР, який встановлений в кінці трубопроводу перед запірним пристроєм – умови досліду 13-55. Довжина трубопроводу $L=58$ м, діаметр $d_{тр} = 0,1$ м з площею поперечного перерізу $f_{тр} = 0,00785$ м², гідростатичний напір в резервуарі $H_o = 58$ м ($p_o = 569$ кПа), гідродинамічний напір в точці приєднання ВПР $H_n = 45$ м ($p_n = 441$ кПа), максимальний допустимий напір при закритті запірною пристрою $H_m = 113,9$ м ($p_m=1117$ кПа), напір в кінці коливального процесу $H_{ок}=100$ м ($p_{ок} = 981$ кПа). Відповідно абсолютні напори (тиски): $H_o = 68$ м ($p_o = 667$ кПа), $H_n = 55$ м ($p_n = 539$ кПа), $H_m = 123,9$ м ($p_m=1215$ кПа), $H_{ок} =110$ м ($p_{ок} = 1079$ кПа). Густина води $\rho=1000$ кг/м³, швидкість хвилі гідравлічного удару $a = 1260$ м/с, початкова швидкість руху води в трубопроводі $v_o = 3,22$ м/с.

Розв'язання

За формулою (4.34) знаходимо початкову швидкість втікання

води у ВПР

$$v_{10} = 0,785[3,22 - (1255 - 539) \cdot 1000 / (1000 \cdot 1260)] = 2,107 \text{ м/с.}$$

У відповідності з формулою (4.36) при раціональному об'ємі ВПР коефіцієнт гідравлічного опору з'єднувальної лінії повинен бути $\zeta_y = 2(1215 - 539) \cdot 1000 / (1,1 \cdot 1000 \cdot 2,17^2) = 276$. Знаходимо $N = \bar{p}_m / \bar{p}_n = 1215 / 539 = 2,252$.

Приймаємо $n = 1,3$. За формулою (4.26) визначаємо об'єм повітря в ВПР $W_n = 0,00822 \text{ м}^3$.

Виконаємо розрахунок W_n , використовуючи номограму рис. 4.6. Для значень $N = 2,252$; $\bar{p}_o / \bar{p}_n = 1,236$; $v_{10}/v_o = 0,428$ за номограмою рис. 4.6 отримаємо $\sigma = 0,53$. Виходячи з формули (4.46) визначаємо

$$W_n = \frac{L f_{mp} \rho v_o^2}{2 \bar{p}_n \sigma} = \frac{58 \cdot 0,00785 \cdot 1000 \cdot 3,22^2}{2 \cdot 539 \cdot 1000 \cdot 0,53} = 0,00825 \text{ м}^3,$$

тобто отриманий близький результат при значному спрощенні розрахунків.

Для порівняння характеру розрахункового коливального процесу з даними дослідів (13-55) приймаємо $\zeta_y = 106$, $W_n = 0,01 \text{ м}^3$ і $K = 10$. Зміна швидкості v і напорів H_{cm} , H_6 , H_{mp} , H_3 в часі визначається за формулами (4.12), (4.37), (4.43)-(4.45). Графіки відповідних залежностей відзначені на рис. 4.5 крапками. Аналіз результатів розрахунків показує їх задовільну збіжність з даними дослідів.

Висновки

Таким чином, розроблена математична модель дозволяє не тільки визначати раціональні параметри ВПР – об'єм повітря і коефіцієнт гідравлічного опору з'єднувальної лінії, але й прослідкувати порівняно простими математичними засобами увесь хід коливального процесу, який виникає при закритті засувки в кінці одноступінчатого водоводу з ВПР.

4.3. Математичне моделювання перехідних процесів в одноступінчатому водоводі з ВПР при зупинці насоса

Водоповітряні резервуари (ВПР) використовуються для боротьби з гідравлічними ударами в трубопровідних системах [61; 133; 520]. Існуючі методики визначення параметрів ВПР стосуються, як правило, одноступінчатих трубопроводів і ВПР з вузлом

приєднання до трубопроводу, який має симетричний гідравлічний опір. Визначення параметрів ВПР напрямленої дії розглядається в обмеженій кількості робіт [573]. Більшість залежностей для визначення необхідного об'єму повітря у ВПР і коефіцієнтів гідравлічного опору вузла приєднання базуються на використанні рівняння балансу енергій, яке відповідає сумісній роботі ВПР та трубопроводу з рідиною [133]. При цьому енергіями, які втрачаються на зміну об'єму рідини і деформацію стінок труб звичайно нехтують, посилаючись на їх мале значення. Проте у деяких випадках таке спрощення призводить до суттєвих похибок в розрахунках.

Метою наступного аналізу є одержання методики визначення параметрів ВПР напрямленої дії, яка враховує вплив пружності рідини і стінок труби, рис. 4.7. Вода подається у напірний трубопровід 2 насосом 1, за яким розташовано зворотний клапан 3 і водоповітряний резервуар 4. З напірного трубопроводу 2 рідина поступає у напірний резервуар 5, у якому вільний напір є постійним. Рівень води у ВПР перевищує відмітку води у нижньому б'єфі на величину y .

Вузол приєднання ВПР до трубопроводу має різні коефіцієнти гідравлічного опору в залежності від напрямку течії рідини. При втіканні рідини в ВПР цей коефіцієнт має значення ζ_{1y} і при витіканні ζ_{2y} , рис. 4,7, б. Ці коефіцієнти визначаються відносно швидкості води в трубопроводі.

Припускаємо, що гідромеханічний перехідний процес виникає у розглянутій системі після зупинки насоса і миттєвого закриття зворотного затвора 3. Відповідно закону збереження енергії при гальмуванні рідини у водогоні кінетична енергія потоку T_k , енергія рівноважного розширення повітря A_e , енергія розширення рідини $A_{жс}$ і енергія деформації пружних стінок водогону A_c витрачаються на роботу тертя рідини у водогоні A_T і у з'єднувальному трубопроводі A_y , а також переходить у потенційну енергію піднятої води T_n

$$T_k + A_e + A_{жс} + A_c = T_n + A_T + A_y. \quad (4.48)$$

Значення енергій знаходимо, використовуючи і уточнюючи існуючі рекомендації [83; 133; 295; 520].

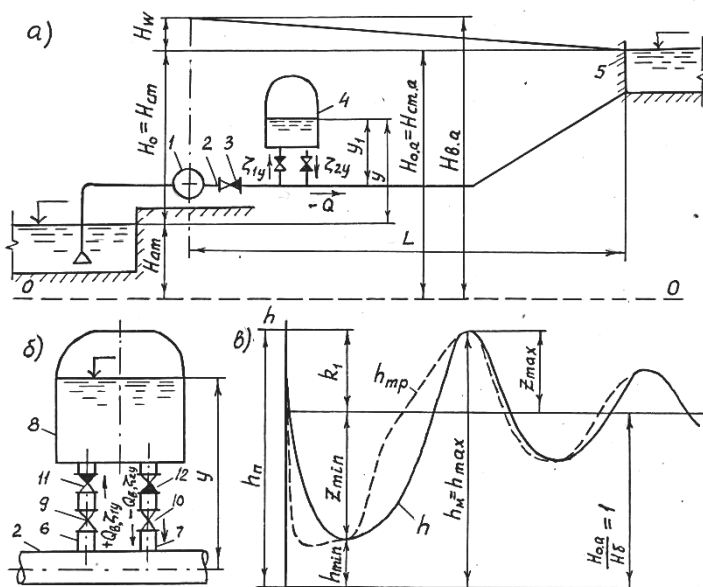


Рис. 4.7. Розрахункова схема трубопроводної системи:

- а) насосна установка; 1 – насос; 2 – напірний трубовід; 3 – зворотний клапан; 4 – водоповітряний резервуар напрямленої дії; 5 – напірний резервуар; б) конструкція резервуара: 6, 7 – трубопроводи вузла приєднання; 8 – корпус ВПР; 9, 10 – затвори регулювання; 11, 12 – зворотні клапани; в) графіки зміни тиску у ВПР при зупинці насоса

Кінетична енергія потоку у трубопроводі довжиною L з площею поперечного перерізу f при початковій швидкості $v_n = Q_n/f$ у відвідності з (4.3) дорівнюватиме

$$T_k = \frac{\rho \cdot L \cdot f \cdot v_n^2}{2}, \quad (4.49)$$

де ρ – густина рідини.

Раніше [112, с. 46] була одержана залежність для визначення пружної ємності трубопроводу за одну чверть періоду коливань $T_2/4$, яка має такий вигляд

$$U = \frac{K_{E1} \cdot L \cdot f \cdot \Delta p_2}{\rho \cdot a^2}, \quad (4.50)$$

$$\Delta p_2 = p_{n.a} - p_{\kappa.a}, \quad (4.51)$$

де a – швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару, $p_{n.a} = \rho g (H_{n.a} - y)$ абсолютний початковий тиск у ВПР, $p_{\kappa.a} = \rho g (H_{\kappa.a} - y)$ – абсолютний мінімальний тиск у ВПР, K_{E1} – коефіцієнт, який залежить від значення критерія гомохронності δ^* .

$$\delta^* = \frac{L}{a} \bigg/ \frac{T_2}{4}. \quad (4.52)$$

При $0,334 \leq \delta^* \leq 1$

$$K_{E1} = \frac{2 \cdot \sin \frac{\delta^* \cdot \pi}{2} - 1}{\delta^* \cdot \pi}, \quad (4.53)$$

$$\text{при } \delta^* < 0,334 \quad K_{E1} = 0 \text{ і } U = 0. \quad (4.54)$$

Об'єм повітря у ВПР W_o^* у першому наближенні знаходиться за формулою Сліосберга [195; 196]

$$W_o^* = \frac{\rho L Q_n^2}{2 f p_{o.a} (1/N_K - 1 - \ln(1/N_K))}, \quad (4.55)$$

де Q_n – початкова витрата у трубопроводі, $p_{o.a} = \rho g (H_{o.a} - y)$ – тиск у ВПР, який відповідає абсолютному статичному напорові $H_{ст.а} = H_{o.a}$.

Прийняті позначення

$$N_K = p_{\kappa.a} / p_{o.a} \quad (4.56)$$

$$N_2 = p_{\kappa.a} / p_{n.a}. \quad (4.57)$$

В першому наближенні значення періоду коливань без врахування тертя і пружності рідини і труб [520] знаходять за формулою

$$T_2^* = 2\pi \sqrt{\frac{\rho L W_o^*}{f p_{o.a}}}. \quad (4.58)$$

Потенційну енергію обчислюють як об'єм води, який потрапляє у верхній резервуар з рівнем води y_l , що відповідає абсолютному тиску $p_{o.a}$. При цьому частина рідини вивільнюється у трубопроводі за рахунок пружної ємності, і тому, щоб повітря у ВПР розширилося до заданого об'єму, період відтоку рідини T_2 зростає у порівнянні з T_2^* , тобто необхідно більш часу, щоб про-

пустити трубопроводом на висоту $H_{o,a} - y = p_{o,a} / \rho g$ додаткову кількість води, яка дорівнює пружній ємності трубопроводу U .

$$T_n = \iint dW_{\epsilon} dy_l = (W_{\kappa} - W_n + U)(p_{n,a} - \rho g k_T v_n^2) = p_{o,a}(W_{\kappa} - W_n + U), \quad (4.59)$$

де W_{ϵ} – об'єм повітря у ВІР при абсолютному тискові $p_{\epsilon,a}$; W_n – об'єм повітря у ВІР, який відповідає абсолютному тиску $p_{n,a}$ на момент часу $t=0$; W_{κ} – об'єм повітря у ВІР у кінці процесу його розширення при $t = T_2/4$, який відповідає абсолютному тиску $p_{\kappa,a}$; $k_T v_n^2$ – втрати напору по довжині трубопроводу при початковій швидкості v_n . Уточнюють значення періоду коливань тиску T_2 на період, коли $v < 0$, із умови

$$\Delta W = W_{\kappa} - W_n + U = -f \int_0^{T_2/4} v dt. \quad (4.60)$$

Приймаємо припущення, що зміна швидкості витікання (втікання) рідини з ВІР відповідає залежності

$$v = v_n \cdot e^{-\xi t} \cdot \cos \omega t, \quad (4.61)$$

де v – швидкість течії рідини у водогоні, v_n – початкова швидкість течії рідини у водогоні, ξ – коефіцієнт згасання коливань, ω – кутова частота перехідного процесу, t – час.

Нехтуючи згасанням швидкості за час розширення повітря, який дорівнює $T_2/4$, і підставляючи (4,61) у (4.60), одержимо

$$W_{\kappa} - W_n + U = -f v_n \int_0^{T_2/4} \cos \omega t dt = -f v_n \frac{1}{\omega} \sin \omega \frac{T_2}{4}. \quad (4.62)$$

Враховуючи співвідношення

$$\omega = \omega_2 = \frac{2 \cdot \pi}{T_2}, \quad (4.63)$$

знаходимо

$$W_{\kappa} - W_n + U = -f v_n \frac{T_2}{2\pi} = f |v_n| \frac{T_2}{2\pi}, \quad (4.64)$$

звідси

$$T_2 = 2 \cdot \pi \frac{W_{\kappa} - W_n + U}{f \cdot |v_n|}. \quad (4.65)$$

Отже

$$\omega_2 = \frac{2\pi}{T_2} = \frac{f |v_n|}{W_{\kappa} - W_n + U}. \quad (4.66)$$

Рівноважне політропічне розширення системи від W_n до W_κ відбувається відповідно із залежністю

$$p_{\kappa,a} W_\kappa^n = p_{n,a} W_n^n = p_{\kappa,a} W_\kappa^n = p_{o,a} W_o^n = \text{const}, \quad (4.67)$$

де W_κ – об'єм повітря у ВПР при абсолютному тиску $p_{\kappa,a}$; n – показник політропи, для звичайних умов $n=1,2,\dots,3$ [10; 28; 73; 133; 295; 308; 520].

Введемо позначення $N_2 = \frac{p_{\kappa,a}}{p_{n,a}}$, тоді із залежностей (4.57) і (4.67), випливає

$$\frac{W_n}{W_\kappa} = \left(\frac{p_{\kappa,a}}{p_{n,a}} \right)^{\frac{1}{n}} = (N_2)^{1/n}. \quad (4.68)$$

Робота рівноважного політропічного розширення повітря у ВПР від W_n до W_κ

$$\begin{aligned} A_\kappa &= \int_{W_n}^{W_\kappa} p_a dW_\kappa = p_{n,a} W_n^n \int_{W_n}^{W_\kappa} W_\kappa^{-n} dW_\kappa = \\ &= \frac{p_{n,a} W_n^n}{-\chi + 1} (W_\kappa^{-n+1} - W_n^{-n+1}) = \frac{p_{n,a} W_n^n}{-n + 1} \left(\frac{1}{W_\kappa^{n-1}} - \frac{1}{W_n^{n-1}} \right) = \\ &= \frac{p_{n,a} W_n^n}{(-n + 1) W_n^{n-1}} \left(\frac{W_n^{n-1}}{W_\kappa^{n-1}} - 1 \right) = \frac{p_{n,a} W_n}{n - 1} (1 - N_2^{(n-1)/n}). \end{aligned} \quad (4.69)$$

Робота сил гідравлічного тертя у трубопроводі для інтервалу часу dt

$$dA_T = \rho g f v k_T v^2 dt. \quad (4.70)$$

Приймаємо втрати напору по довжині трубопроводу

$$k_T v^2 = (p_{n,a} - p_{o,a}) / (\rho g). \quad (4.71)$$

Використовуючи залежність (4.61), знехтувавши згасанням коливань і інтегруючи вираз (4.70) від 0 до $T_2/4$, одержимо

$$A_T = -\rho g f v k_T \int_0^{T_2/4} v^2 dt = -\rho g f k_T v_n^3 \int_0^{T_2/4} \cos^3 \omega t dt = -\rho g f k_T v_n^3 \frac{2}{3\omega_2}. \quad (4.72)$$

З врахуванням залежностей (4.66), (4.71)

$$A_T = \frac{2}{3}(W_\kappa - W_n + U) \cdot (p_{n,a} - p_{o,a}). \quad (4.73)$$

Робота, яка витрачається на тертя у лінії з'єднання ВПР з трубопроводом за час dt складає

$$dA_y = \rho g f v \zeta_{2y} \frac{v^2}{2g} dt, \quad (4.74)$$

де ζ_{2y} – коефіцієнт гідравлічного опору у лінії з'єднання ВПР з трубопроводом при випорожненні ВПР. Коефіцієнт ζ_{2y} – віднесено до швидкості рідини у трубопроводі v .

Інтегруючи залежність (4.74) від 0 до $T_2/4$ і враховуючи (4.61), (4.66) одержуємо

$$\begin{aligned} A_y &= -\frac{1}{2} \rho f \zeta_{2y} v_n^3 \int_0^{T_2/4} \cos^3 \omega t dt = -\frac{1}{2} \rho f \zeta_{2y} v_n^3 \frac{2}{3\omega_2} = \\ &= \frac{1}{3} \rho \zeta_{2y} v_n^2 (W_\kappa - W_n + U). \end{aligned} \quad (4.75)$$

Залежність для визначення пружної енергії, яку віддає рідина і стінка при зниженні тиску від $p_{n,a}$ до $p_{\kappa,a}$, одержана в [90, с.193] у такому вигляді

$$A_{жс} + A_c = \frac{f}{2\rho a^2} \int_0^L \Delta p_{(x_1)}^2 dx_1, \quad (4.76)$$

де $\Delta p_{(x_1)}$ – приріст тиску, який змінюється по довжині трубопроводу, на фронті хвилі з абсцисою x_1 . Приймаємо, що

$$\Delta p(x_1) = \Delta p_2 \sin \omega t, \quad (4.77)$$

де Δp_2 визначається залежністю (4.51).

Замінюючи інтегрування по довжині трубопроводу інтегруванням за часом у межах, які відповідають рис. 4.8 і рис. 4.9 і враховуючи, що $x_1 = at$ і $dx_1 = a dt$, одержимо

$$\begin{aligned} A_{жс} + A_c &= \frac{fL}{\rho a^2} \Delta p_2^2 \frac{a}{2L} = \left[\int_0^{T_2/4} \sin^2 \omega t dt - 2 \int_0^{1-\delta^* \frac{T_2}{4}} \sin^2 \omega t dt \right] = \\ &= \frac{K_n f L}{\rho a^2} \Delta p_2^2. \end{aligned} \quad (4.78)$$

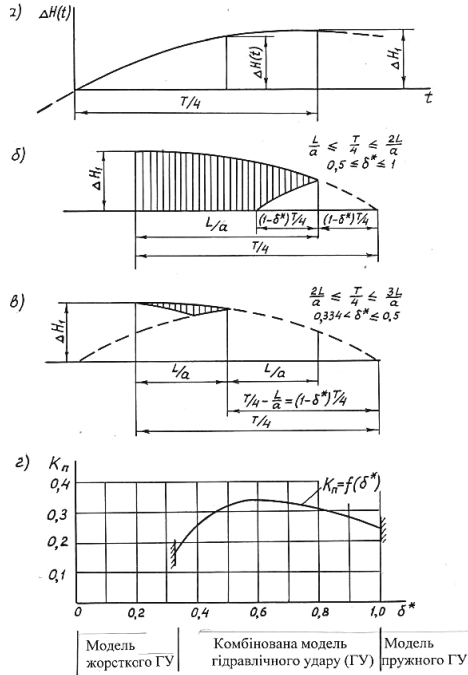


Рис. 4.9. Схеми розповсюдження хвилі гідравлічного удару в трубопроводі довжиною L та графік залежності $K_E = f(\delta)$

Використовуючи рівняння (4.50), (4.51), залежність (4.78) зводимо при $K_{E1} \neq 0$ до такого вигляду

$$A_{жс} + A_c = K_n \Delta p_2 \frac{U}{K_{E1}} = \frac{K_n \cdot U}{K_{E1}} (p_{n.a} - p_{к.a}), \quad (4.80)$$

при $K_{E1} = 0$ відповідно $K_n = 0$ і $U = 0$.

Підставимо одержані вирази для енергій у рівняння (4.48), виконуючи заміну

$$W_n - W_n = W_n \left[N^{-1/n} - 1 \right] \quad (4.81)$$

і маючи на увазі позначення відносних тисків

$$N_2 = \frac{p_{к.a}}{p_{n.a}}; N_K = \frac{p_{к.a}}{p_{0.a}}; N_n = \frac{p_{n.a}}{p_{0.a}}, \quad (4.82)$$

одержимо формули для визначення початкового об'єму повітря у ВПР

$$W_n = \frac{\rho \cdot L \cdot f \frac{v_n^2}{2 \cdot p_{0,a}} + \left[\frac{K_n}{K_{E1}} (N_n - N_\kappa) - A \right] \cdot U}{\frac{N_n}{\chi - 1} \cdot (N_2^{\frac{n-1}{n}} - 1) + (N_2^{-1/n} - 1) \cdot A}, \quad (4.83)$$

$$A = \frac{1}{3} \cdot \frac{\rho \cdot \zeta_{2y} \cdot v_n^2}{2 \cdot p_{0,a}} + \frac{2}{3} \cdot (N_n - 1) + 1. \quad (4.84)$$

Формули (4.82)-(4.84) дозволяють визначати параметри ВПР в умовах проектування при заданому значенні зниження тиску і врахувати при цьому пружну ємність водогону.

На першій ділянці перехідного коливного процесу при $0 \leq t \leq T_2/2$ розрахунки виконується за залежностями вільного коливання мас рідини [595, с. 117]. Диференціальне рівняння малих згасаючих коливань має вигляд

$$b_o \frac{d^2 x}{dt^2} + r \frac{dx}{dt} + \beta_o x = 0, \quad (4.85)$$

де x – переміщення центру ваги мас рідини, яка знаходиться у коливальному русі. Середня швидкість рідини в трубопроводі відповідає залежності

$$v = \frac{dx}{dt}, \quad (4.86)$$

тоді

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d^2 x}{dt^2}. \quad (4.87)$$

Рівняння неусталеної течії непружної рідини у жорсткій трубі [520] має такий вигляд

$$\frac{L}{g} \frac{dv}{dt} - H_{e,a} + H_{o,a} + K_{w2} |Q|Q = 0, \quad (4.88)$$

де K_{w2} – коефіцієнт втрат напору у трубопроводі;

$H_{e,a} = \frac{p_{e,a}}{\rho g} + y$ – абсолютний напір, який відповідає об'єму пові-

тря у ВПР, що дорівнює W_6 ; $H_{o,a} = \frac{p_{o,a}}{\rho g} + y$ – абсолютний статич-

ний напір. Втрати напору по довжині трубопроводу при витраті Q_n знаходять за формулою

$$H_{wn} = H_{n.a} - H_{o.a} = k v_n^2,$$

де $H_{n.a} = \frac{p_{n.a}}{\rho g} + y$ – початковий напір. Тоді коефіцієнт втрат напору знаходимо так

$$K_{W2} = \frac{H_{wn} + \zeta_{2y} \frac{v_n^2}{2g}}{Q_n^2}, \quad (4.89)$$

де ζ_{2y} – коефіцієнт втрат напору у вузлі приєднання ВПР до трубопроводу при витіканні рідини з ВПР, віднесений до швидкості води в напірному трубопроводі.

За законом нерозривності рідини об'єм повітря у ВПР з урахуванням пружної ємності у відповідності з залежністю (4.50) буде

$$\begin{aligned} W_{\epsilon} &= W_o + f x + \frac{K_{E1} L f g}{a^2} dH, \text{ або} \\ W_{\epsilon} &= W_o + f x + \frac{K_{E1} L f g}{a^2} (H_{\epsilon.a} - H_{o.a}), \end{aligned} \quad (4.90)$$

де у цих залежностях W_o – об'єм повітря в ВПР при тискові $p_{o.a}$.

При ізотермічному розширенні повітря у ВПР

$$\begin{aligned} p_{o.a} W_o &= p_{\epsilon.a} W_{\epsilon}, \text{ або} \\ \rho g (H_{o.a} - y) W_o &= \rho g (H_{\epsilon.a} - y) W_{\epsilon}. \end{aligned} \quad (4.91)$$

Звідси

$$H_{\epsilon.a} = \frac{(H_{o.a} - y) W_o}{W_{\epsilon}} + y,$$

якщо підставити у цей вираз значення W_{ϵ} за формулою (4.90) і скоротити на W_o , то одержимо

$$H_{\epsilon.a} = \frac{H_{o.a} - y}{1 + \frac{1}{W_o} \left[f x + \frac{K_{E1} L f g}{a^2} (H_{\epsilon.a} - H_{o.a}) \right]} + y. \quad (4.92)$$

За аналогією з [520, с. 283] вводимо наближену заміну і надаємо виразу (4.92) такого вигляду

$$H_{\text{в.а}} = (H_{\text{о.а}} - y) \left\{ 1 - \frac{1}{W_o} \left[fx + \frac{K_{E1} Lfg}{a^2} (H_{\text{в.а}} - H_{\text{о.а}}) \right] \right\} + y, \quad (4.93)$$

або

$$H_{\text{в.а}} = H_{\text{о.а}} - \frac{(H_{\text{о.а}} - y)fx}{W_o} - \frac{K_{E1} Lfg(H_{\text{о.а}} - y)}{a^2 W_o} (H_{\text{в.а}} - H_{\text{о.а}}). \quad (4.94)$$

Вводимо позначення

$$K_E = \frac{K_{E1} Lfg(H_{\text{о.а}} - y)}{a^2 W_o}. \quad (4.95)$$

Тоді

$$H_{\text{в.а}} = H_{\text{о.а}} - \frac{(H_{\text{о.а}} - y)fx}{W_o} - K_E (H_{\text{в.а}} - H_{\text{о.а}}). \quad (4.96)$$

Звідси після перетворень одержимо

$$H_{\text{в.а}} = H_{\text{о.а}} - \frac{(H_{\text{о.а}} - y)f}{W_o(1 + K_E)} x, \quad (4.97)$$

використовуючи цей вираз і враховуючи, що

$$Q = vf = f \frac{dx}{dt}, \quad (4.98)$$

рівняння (4.88) буде мати такий вигляд

$$\frac{L}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} + H_{\text{о.а}} - H_{\text{в.а}} + \frac{(H_{\text{о.а}} - y)f}{W_o(1 + K_E)} x + K_{w2} |Q| f \frac{dx}{dt} = 0, \quad (4.99)$$

або

$$\frac{L}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} + K_{w2} |Q| f \frac{dx}{dt} + \frac{(H_{\text{о.а}} - y)f}{W_o(1 + K_E)} x = 0. \quad (4.100)$$

Після перетворень

$$\frac{L}{g} \frac{W_o(1 + K_E)}{f(H_{\text{о.а}} - y)} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{K_{w2} |Q| W_o(1 + K_E)}{H_{\text{о.а}} - y} \frac{dx}{dt} + x = 0. \quad (4.101)$$

Тепер у відповідності з рівняннями (4.85) і (4.101) знайдемо значення коефіцієнтів

$$b_o = \frac{L W_o(1 + K_E)}{g f(H_{\text{о.а}} - y)}, \quad (4.102)$$

$$r = \frac{K_{w2} |Q| W_o(1 + K_E)}{H_{\text{о.а}} - y}. \quad (4.103)$$

$$\beta_o = 1.$$

Далі, відповідно до рекомендацій [595, с. 117] знайдемо інші параметри коливного процесу.

Коефіцієнт згасання коливань

$$\xi_2 = \frac{r}{2b_o} = \frac{K_{w2}|Q|gf}{2L}. \quad (4.104)$$

Циклічна частота вільних коливань системи у відсутності тертя

$$\omega_o = \sqrt{\frac{\beta_o}{b_o}} = \sqrt{\frac{gf(H_{o.a} - y)}{LW_o(1 + K_E)}}. \quad (4.105)$$

Приймаємо на першій ділянці перехідного процесу $\xi = \xi_2$. Якщо $\xi < \omega_o$, то система здійснює згасаючі коливання

$$x = A_o e^{-\xi t} \sin(\omega t + \varphi_o), \quad (4.106)$$

де A_o і φ_o – постійні величини, які знаходять з початкових умов; ω – власна циклічна частота дисипативної системи

$$\omega = \sqrt{\omega_o^2 - \xi^2}. \quad (4.107)$$

Тоді період коливань

$$T_2^* = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{gf(H_{o.a} - y)}{LW_o(1 + K_E)} - \xi^2}}. \quad (4.108)$$

З урахуванням початкових умов приймаємо

$$T_2 = T_2^* \frac{p_{n.a}}{p_{o.a}}, \text{ тоді } \omega = \frac{2\pi}{T_2}.$$

Після диференціювання виразу (4.106) згідно рекомендацій [47] одержимо

$$v = \frac{dx}{dt} = A_o \left[e^{-\xi t} \omega \cos(\omega t + \varphi_o) + (-\xi) e^{-\xi t} \sin(\omega t + \varphi_o) \right], \quad (4.109)$$

або

$$v = A_o e^{-\xi t} [\omega \cos(\omega t + \varphi_o) - \xi \sin(\omega t + \varphi_o)]. \quad (4.110)$$

Початкові умови записують так: при $t=0$ $v=v_n$. Тоді при цих умовах

$$A_o = v_n, \quad (4.111)$$

$$\omega \cos(\omega t + \varphi_o) - \xi \sin(\omega t + \varphi_o) = 1. \quad (4.112)$$

Введемо позначення

$$\omega = \cos \varphi_I, \quad (4.113)$$

$$\xi = \sin \varphi_I, \quad (4.114)$$

тоді

$$\operatorname{tg} \varphi_I = \xi / \omega, \quad (4.115)$$

$$\varphi_I = \operatorname{arctg}(\xi / \omega), \quad (4.116)$$

Враховуючи прийняті позначення,

$$\cos \varphi_o \cos \varphi_I - \sin \varphi_o \sin \varphi_I = \cos(\varphi_o + \varphi_I) = \cos(\varphi_o + \operatorname{arctg} \frac{\xi}{\omega}) = 1. \quad (4.117)$$

Звідси

$$(\varphi_o + \operatorname{arctg} \frac{\xi}{\omega}) = 0, \quad (4.118)$$

тоді

$$\varphi_o = - \operatorname{arctg}(\xi / \omega) = - \varphi_I. \quad (4.119)$$

Виконаємо аналогічні перетворення виразу, який записаний у квадратних дужках формули (4.110)

$$\begin{aligned} v &= A_o e^{-\xi t} [\cos(\omega t + \varphi_o) \cos \varphi_I - \sin(\omega t + \varphi_o) \sin \varphi_I] = \\ &= A_o e^{-\xi t} \cos(\omega t + \varphi_o + \varphi_I). \end{aligned} \quad (4.120)$$

Враховуючи рівняння (4.111) і (4.119), остаточно можемо записати

$$v = v_n \cdot e^{-\xi t} \cdot \cos \omega t, \quad (4.121)$$

тобто одержана залежність зміни середньої швидкості течії рідини за часом, саме так, якою ми задавалися, виходячи з формули (4.61), проте тепер параметри цієї залежності ξ і ω визначаються формулами (4.104) і (4.107).

З урахуванням співвідношення (4.98) маємо

$$Q = v f = Q_n e^{-\xi t} \cos \omega t. \quad (4.122)$$

Знайдемо як змінюється об'єм повітря у ВІР з початку перехідного процесу до моменте часу t шляхом інтегрування виразу (4.122) в зазначених межах [66, с. 379].

$$\Delta W = = Q_n \int_0^t e^{-\xi t} \cos \omega t dt =$$

$$= Q_n \left[\frac{e^{-\xi t}}{\xi^2 + \omega^2} (-\xi \cos \omega t + \omega \sin \omega t) - \frac{(-\xi)}{\xi^2 + \omega^2} \right], \quad (4.123)$$

або

$$\Delta W = -\frac{Q_n}{\xi^2 + \omega^2} \left[e^{-\xi t} (\xi \cos \omega t - \omega \sin \omega t) - \xi \right]. \quad (4.124)$$

Тоді

$$W_e = W_n - \Delta W = W_n + \frac{Q_n}{\xi^2 + \omega^2} \left[e^{-\xi t} (\xi \cos \omega t - \omega \sin \omega t) - \xi \right]. \quad (4.125)$$

$$H_{e,a} = \frac{W_n(H_{n,a} - y)}{W_e} + y. \quad (4.126)$$

$$H_{mp,a} = H_{e,a} + \zeta_{2y} \frac{Q|Q|}{f^2 2g}. \quad (4.127)$$

Якщо $\zeta_{2y} = \zeta_{ly}$, то за залежностями (4.122), (4.125)-(4.127), задаючись значенням t , визначають параметри перехідного процесу від $t=0$ до $t=T_2/2$. На жаль, при $t > T_2/2$ користування зазначеними формулами призведе до значних похибок. Це пояснюється тим, що ізотермічний закон зміни об'єму повітря наближеною заміною в формулі (4.93) перетворюється у лінійну залежність, яка при великих тисках неприпустимо далеко відхиляється від дійсних параметрів.

Користуючись формулою (4.122), знайдемо витрату у момент часу $T_2/2$ і позначимо її індексом „н”

$$Q_n = Q_n \cdot e^{-\xi T_2/2} \cdot \cos \frac{2 \cdot \pi}{T_2} \cdot \frac{T_2}{2} = -Q_n \cdot e^{-\xi T_2/2}, \quad (4.128)$$

де $\xi = (\xi_1 + \xi_2)/2$.

Тоді інші параметри для цього ж моменту часу будуть мати той же індекс „н” і визначатися так:

$$v_n = \frac{Q_n}{f}, \quad (4.129)$$

що відповідає точці екстремуму, при цьому $dv/dt = 0$ і з (4.88)

$$H_{n,a} = H_{o,a} + K_{w2} Q|Q| = H_{o,a} - k_m \cdot v_n^2 - \frac{\zeta_{1y} \cdot v_n^2}{2 \cdot g}, \quad (4.130)$$

$$W_n = W_n \cdot \left(\frac{H_{n,a} - y}{H_{n,a} - y} \right)^{1/n}. \quad (4.131)$$

Ці параметри є вихідними даними для подальшої побудови математичної моделі перехідного процесу при $t > T_2/2$.

Складемо рівняння балансу енергій для періоду наповнення ВПР від $t_1=0$ до $t_2=T_1/4$. В цьому випадку при гальмуванні рідини у трубопроводі кінетична енергія потоку T_k і потенційна енергія T_n рідини, яка входить у ВПР, [133; 333; 520] перетворюються в роботу стискання повітря A_{ϕ} , роботу тертя рідини в трубопроводі A_T і вузлі з'єднання A_y , роботи стиску рідини у трубопроводі $A_{ж}$ і роботу деформації стінок труби A_c .

$$T_k + T_n = A_{\phi} + A_T + A_y + A_{ж} + A_c. \quad (4.132)$$

Позначимо W_m – об'єм повітря у ВПР при абсолютному максимальному тискові $p_{m,a}$, тоді при політропічному законі зміни стану системи

$$N = \frac{p_{m,a}}{p_{n,a}} = \left(\frac{W_n}{W_m} \right)^n, \quad (4.133)$$

$$\left(\frac{W_n}{W_m} \right) = N^{1/n}. \quad (4.134)$$

Шукаємо зміну швидкості у трубопроводі у такому вигляді

$$v = v_n \cdot e^{-\xi_1 t} \cos \omega_1 t_1, \quad (4.135)$$

де у відповідності з формулами (4.104), (4.89)

$$\xi_1 = \frac{K_{W1} \cdot |Q_n| \cdot g \cdot f}{2 \cdot L}, \quad (4.135)$$

$$K_{W1} = \frac{H_{W1} + \zeta_{1y} \cdot \frac{v_n^2}{2 \cdot g}}{Q_n^2}, \quad (4.136)$$

де ζ_{1y} – коефіцієнт гідравлічного опору з'єднувального трубопроводу при надходженні води у ВПР ($Q > 0$).

Нехтуючи впливом згасання коливань і припускаючи, що за рахунок пружної ємності трубопроводу період заповнення ВПР збільшується у зв'язку з тим, що частина рідини повинна додат-

ково розміститися у трубопроводі при ущільненні рідини і розтягуванні стінок труби; знаходимо T_l шляхом інтегрування виразу (4.135)

$$W_n - W_m + U_l = f \int_{t_1}^{t_2} v dt = f v_n \int_{t_1}^{t_2} \cos \omega_1 t dt = f v_n \frac{T_1}{2\pi}. \quad (4.137)$$

Звідси

$$T_1 = \frac{2 \cdot \pi}{f \cdot v_n} \cdot (W_n - W_m + U_l), \quad (4.138)$$

отже

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi}{T_1} = \frac{f v_n}{W_n - W_m + U_l}. \quad (4.139)$$

В цих залежностях у відповідності з формулою (4.50)

$$U_l = \frac{K_{E1} L f}{\rho a^2} \Delta p_l = \frac{K_{E1} \cdot L \cdot f \cdot (p_{m.a} - p_{n.a})}{\rho \cdot a^2}, \quad (4.140)$$

де $\Delta p_l = p_{m.a} - p_{n.a}$.

Введемо позначення

$$N_n = \frac{p_{n.a}}{p_{0.a}}; \quad (4.141)$$

$$N_m = \frac{p_{m.a}}{p_{0.a}}. \quad (4.142)$$

Аналогічно випадку випорожнення ВПР знаходимо залежності для визначення відповідних енергій і робіт [133; 333; 520], які витрачаються при стиску повітря з початковим об'ємом W_n за період часу, що дорівнює $T_l/4$:

$$T_k = \frac{\rho \cdot L \cdot f \cdot v_n^2}{2}, \quad (4.143)$$

$$T_n = p_{0.a} (W_k - W_n + U_l), \quad (4.144)$$

$$A_\epsilon = \frac{p_{\epsilon.a} \cdot W_n \left(N^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{n-1}, \quad (4.145)$$

$$A_T = \frac{2}{3} (W_n - W_m + U_l) \cdot (p_{n.a} - p_{0.a}) \cdot \left(\frac{v_n}{v_n} \right)^2, \quad (4.146)$$

$$A_y = \frac{\rho \cdot \zeta_{1y} \cdot v_n^2}{3} \cdot (W_n - W_M + U_1), \quad (4.147)$$

$$A_{жс} + A_c = \frac{K_n \cdot U_1}{K_{El}} (p_{м.а} - p_{н.а}). \quad (4.148)$$

Після підстановки цих виразів у рівняння (4.132) і перетворень одержимо формули для визначення об'єму повітря при наповненні ВПР за умови, що максимальний тиск у ВПР не повинен перевищувати значення $p_{м.а}$.

$$W_n = \frac{\rho \cdot L \cdot f \frac{v_n^2}{2 \cdot p_{0.а}} - \left[\frac{K_n}{K_{El}} (N_m - N_n) + A_1 \right] \cdot U_1}{\frac{N_n}{n-1} \cdot (N^{\frac{n-1}{n}} - 1) + (1 - N^{-1/n}) \cdot A_1}, \quad (4.149)$$

$$A = \frac{1}{3} \cdot \frac{\rho \cdot \zeta_{1y} \cdot v_n^2}{p_{0.а}} + \frac{2}{3} \cdot (N_n - 1) \left(\frac{v_n}{v_n} \right)^2 - 1. \quad (4.150)$$

Коефіцієнти K_n , K_{El} – знаходять за формулами (4.53), (4.79) в залежності від значення δ^* , яке можна визначити в першому наближенні, якщо знайти T_l за формулою (4.58), а у другому наближенні за формулою (4.138).

При відомому значенні W_n , сумісно розв'язуючи рівняння (4.149), (4.150), знаходять необхідне значення коефіцієнта гідравлічного опору ζ_{1y} , яке забезпечує допустиме підвищення тиску у ВПР до значення $p_{м.а}$. При цьому для надійної роботи трубопроводу необхідно, щоб виконувалася така умова

$$p_{mp,amax} \leq p_{м.а} + \rho g y, \quad (4.151)$$

де $p_{mp,amax}$ – максимальний абсолютний тиск у трубопроводі у місці підключення ВПР.

Зміну параметрів системи водогін – ВПР за часом визначають за такими формулами:

$$Q = Q_n \cdot e^{-\xi(t-t_{cp})} \cos \left(\frac{2 \cdot \pi}{T_{cep}} (t - t_{cp}) \right), \quad (4.152)$$

$$W_6 = W_n - (W_n - W_M) \cdot e^{-\xi \cdot (t-t_{cp})} \sin \left[\frac{2 \cdot \pi}{T_{cep}} (t - t_{cp}) \right], \quad (4.153)$$

$$H_{\varepsilon,a} = (H_{n,a} - y) / (W_n / W_\varepsilon)^n + y, \quad (4.154)$$

$$H_{mp,a} = H_{\varepsilon,a} + y + \frac{\zeta_y \cdot Q \cdot |Q|}{f^2 \cdot 2 \cdot g}, \quad (4.155)$$

$$\text{де при } Q > 0 \quad \zeta_y = \zeta_{1y}; \quad \xi = \xi_1, \quad (4.156)$$

$$\text{при } Q < 0 \quad \zeta_y = \zeta_{2y}; \quad \xi = \xi_2 \quad (4.157)$$

$$T_{cep} = \frac{T_1 + T_2}{2}, \quad (4.158)$$

$$\zeta = (\zeta_1 + \zeta_2) / 2, \quad (4.159)$$

$$t_{cp} = \frac{T_2}{2}. \quad (4.160)$$

Приклад

Визначити об'єм водоповітряного резервуару за умови гасіння гідравлічного удару, який виникає при раптовій зупинці насоса, якщо максимальний допустимий напір у трубопроводі H_m дорівнює 103 м, а мінімальний напір $H_k = 18,4$ м; довжина трубопроводу $L = 10208$ м; його діаметр $d_{mp} = 1,0$ м; площа поперечного перерізу трубопроводу $f = 0,74$ м²; статичний напір $H_{cm} = 54,2$ м; початкова витрата $Q_n = -0,427$ м³/с; початкові втрати напору у трубопроводі $H_{wn} = 6,8$ м; а втрати напору у вузлі приєднання при швидкості течії води $v_n = Q/f = -0,577$ м/с і при коефіцієнтах опору $\zeta_{1y} = \zeta_{2y} = 120$ складають $H_{1y} = H_{2y} = 2,04$ м; коефіцієнт політропи $n = 1,3$; швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару $a = 1000$ м/с. Умови прикладу розрахунку відповідають умовам досліджень [73], рис. 4.5 (суцільна лінія).

Розв'язання

Визначення початкових умов і постійних коефіцієнтів.

Початкова швидкість води у трубопроводі

$$v_n = Q/f = -0,427/0,74 = -0,577 \text{ м/с.}$$

Абсолютні напори:

$$H_{n,a} = 71 \text{ м; } H_{o,a} = 64,2 \text{ м; } H_{k,a} = 28,2 \text{ м; } H_{m,a} = 113 \text{ м.}$$

Абсолютні тиски:

$$P_n = 696510 \text{ Па; } p_{o,a} = 629802 \text{ Па; } p_{k,a} = 278604 \text{ Па; } p_{m,a} = 1108530 \text{ Па.}$$

$$\text{Відносні тиски: } N_2 = 0,4; N_k = 0,442; N_m = 1,76; N_n = 1,106.$$

Коефіцієнт втрат напору в трубопроводі

$$k_T = H_{\text{вн}}/v_n^2 = (H_n - H_{\text{см}})/v_n^2; k_T = (61 - 54,2)/(-0,577)^2 = 20,42.$$

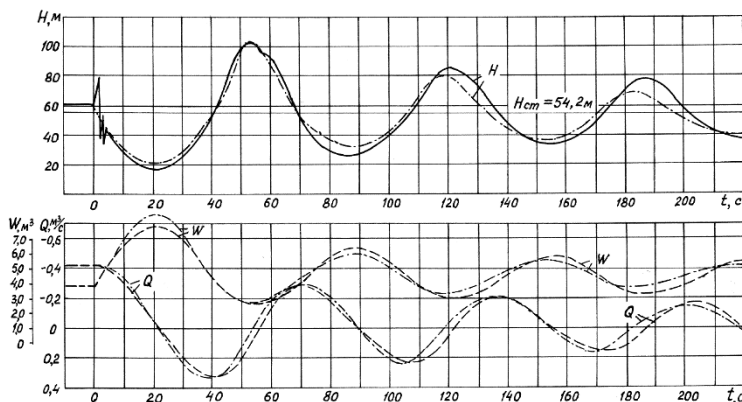


Рис. 4.5. Графіки перехідного процесу в насосній установці з ВПР при зупинці насоса (дані досліджень [90] і розрахунків)

Об'єм повітря у ВПР W_o^* у першому наближенні за формулою Сліосберга (4.55) буде $W_o^* = 4,487 \text{ м}^3$ і тоді початковий об'єм повітря повинен бути $W_n^* = W_o^* (p_{o,a}/p_{n,a})^{1/\chi}$; $W_n^* = 4,153 \text{ м}^3$. Період коливань $T_2^* = 62,26 \text{ с}$. Параметри, що характеризують пружну ємність трубопроводу $\delta^* = 0,656$; $K_{EI}^* = 0,347$; $K_n^* = 0,333$.

Максимально можливий опір вузла приєднання за формулою $\zeta_{2y\text{max}} = 2g(H_n - H_{\kappa})/v_n^2$ дорівнює 2510. Приймаємо $\zeta_{2y} = 120$.

У другому наближенні знаходимо K_{EI}^* T_2^{**} за формулами (4.95), (4.108); $K_E = 0,367$; $T_2^{**} = 72,81 \text{ с}$.

Знаходимо параметри коливного процесу на протязі першої половини періоду T_2 за формулами (4.102) – (4.108): $b_o = 134,4$; $K_{w2} = 37,3$; $r = 1,52$; $\xi_2 = 0,00566$; $\omega_o = 0,0862$; $\omega = 0,086$; $T_2 = 72,9 \text{ с}$.

Для уточнення початкового об'єму повітря W_n у ВПР використовуємо формули (4.52), (4.53), (4.50), (4.79), (4.83), (4.67), тоді одержимо відповідно $\zeta^* = 0,559$; $K_{el} = 0,307$; $U = 0,969 \text{ м}^3$; $K_n = 0,332$; $W_n = 3,92 \text{ м}^3$; $W_o = 4,23 \text{ м}^3$.

При використанні ЕОМ подальшими наближеннями можливо дещо уточнити значення початкового об'єму повітря у ВПР W_n .

Для наступної частини перехідного процесу при $t > 0,5 T_2$ визначаємо параметри на початку цього періоду за формулами (4.128)-(4.131), (4.134), (4.136), (4.135) відповідно $Q_n = 0,347 \text{ м}^3/\text{с}$; $v_n = 0,469 \text{ м/с}$; $H_{n,a} = 59,7 \text{ м}$; $W_n = 4,47 \text{ м}^3$; $W_m = 2,74 \text{ м}^3$; $K_{wl} = 37,29$; $\zeta_l = 0,00566$.

Для визначення ζ_{lv} у першому наближенні за формулами (4.58); (4.52); (4.53); (4.79); (4.95); (4.140); (4.138); (4.158) відповідно знаходимо: $T_l^* = 60,46 \text{ с}$; $^* = 0,657$; $K_{El} = 0,351$; $K_n = 0,624$; $K_E = 0,394$; $U_l = 1,387$; $T_l = 56,48 \text{ с}$; $T_{cp} = 64,72 \text{ с}$.

З формули (4.150) знаходимо $A_l = -0,938$, а з формули (4.149) відповідно $\zeta_l = 121,138$. В подальшому розрахунку приймаємо $\zeta_l = 120$.

Аналітичне моделювання перехідного процесу на ЕОМ здійснено за формулами (4.122); (4.125)-(4.127) від $t = 0$ до $t = t_{zp}$, і за формулами (4.152)-(4.160) при $t > t_{zp}$; і його результати наведені на рис. 4.5 штрих-пунктирними лініями. Графік зміни напору у ВПР для натурних досліджень показано суцільною лінією [73, с. 171], а графіки зміни швидкості в трубопроводі і об'єму повітря в ВПР майже повторюють результати чисельного моделювання (штрихові лінії).

Висновки

Таким чином, розроблена методика розрахунків дозволяє визначати параметри ВПР з урахуванням пружної ємності водогону, а також побудувати графіки перехідного коливного процесу за аналітичними залежностями.

5. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ, ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ І ГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИСТРОЇВ ТРУБОПРОВІДНОЇ МЕРЕЖІ

5.1. Дослідження гідромеханічних і гідравлічних характеристик зворотних клапанів

Зворотні клапани різних типів використовують для захисту агрегатів насосних станцій від гідравлічного удару, а також для попередження перетікання рідини через насоси в зворотному напрямі при раптових зупинках насосів. В той же час, закривання тарелів зворотних клапанів є джерелом виникнення гідравлічних ударів, які являють серйозну небезпеку для напірних водоводів насосних станцій. Для детального розрахунку процесу закриття зворотного клапана, наприклад, з використанням методики [98], необхідні експериментальні гідравлічні і гідромеханічні характеристики, що представляють собою залежності коефіцієнтів опору ζ і коефіцієнтів гідравлічного крутячого моменту відносно осі повороту тарелі клапана K від значення кута відкриття клапана α . Такі залежності необхідно встановити як для прямої, так і зворотної течії води через клапан [436].

Процес закриття поворотного зворотного клапана можна описати [436] наступним диференційним рівнянням

$$J_{\kappa} \frac{d\omega}{dt} = M_G - M_{\Gamma}. \quad (5.1)$$

Крутячий момент від сили тяжіння тарелі клапана дорівнює

$$M_G = (\rho_m - \rho_{ж}) g W l \sin \alpha. \quad (5.2)$$

Гідродинамічний крутячий момент можна визначити за такою залежністю

$$M_{\Gamma} = K_1 \zeta \rho_{ж} l \frac{\pi D_{map}^2}{4} \cdot \frac{v^2}{2} = K v^2, \quad (5.3)$$

де K_1 і K – коефіцієнти гідродинамічного моменту, який визначений дослідним шляхом.

Отримати гідравлічні і гідромеханічні характеристики теоретичним шляхом неможливо.

Дослідження зворотного клапана діаметром 150 мм з верхньою підвіскою

Експериментальні дослідження характеристик зворотних клапанів проводилися сумісно з інженером Д. В. Гавазюком на установці, схема якої представлена на рис. 5.1 [78; 367].

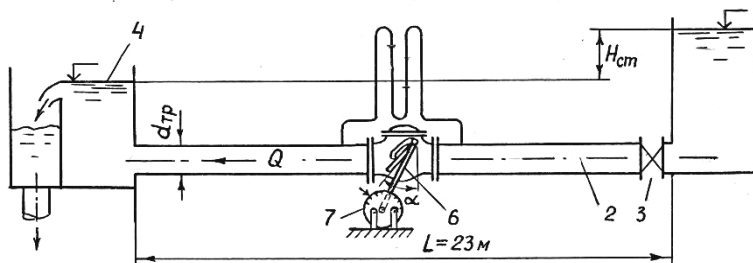


Рис. 5.1. Експериментальна установка для вивчення характеристик зворотних клапанів

Установка включає напірний резервуар 1 ємністю 65 м^3 , трубопровід діаметром 150 мм і довжиною 25 м, електрозасувку 3, мірний бак 4 з трикутним водозливом. Вимірювання перепаду тиску на зворотному клапані проводилися за допомогою ртутного дифманометра 5. Кут відкриття клапана визначалися за лімбом, який встановлювався на валу, що жорстко скріплювався з тарілкою клапана і мав вихід через сальникове ущільнення за межі корпусу клапана. В залежності від умов дослідів вал сумісно з тарілкою або вільно обертася в корпусі, або міг бути жорстко закріпленим при фіксованому куті відкриття клапана α . Надлишковий крутячий момент на валу клапана $M_{над}$ при жорсткому закріпленні вільного кінця валу вимірювався двома тензометрами опорами, що наклеювалися до валу під кутом 45° до осі і які утворювали половину мосту схеми вимірювань. Покази тензометрів через підсилювач 8 АНЧ-7М записувалися світлопроменевим осцилографом Н-41. Перед проведенням дослідів виконувалася статичне тарування тензодатчиків.

Досліджуваний поворотний зворотний клапан марки 19ч16бр діаметром 150 мм встановлювався на напірному трубопроводі в двох положеннях. В першому випадку при нормальному напрямку течії рідини гідродинамічний момент сприяє відкриттю клапана, у другому випадку при зворотній течії рідини гідродинамічний момент закриває клапан.

Вага тарелі $G=53,9$ кгс. Плече сили тяжіння відносно осі вала $l= 0,14$ м. При густині матеріалу тарелі клапана (чавун) $\rho_m = 72500$ Н/м³, об'єм тарелі складає $W = 0,74$ дм³.

Дослідження проводилися при усталених течіях рідини. Величина витрати Q , що проходить через установку, змінювалася шляхом маневрування електричною засувкою 3.

В кожному досліді фіксувалися значення кута відкриття клапана α , витрати рідини Q , крутячого надлишкового моменту $M_{над}$ и втрати напору на клапані ΔH . Один контрольний дослід був проведений при вільному обертанні тарелі клапана.

Коефіцієнт гідравлічного опору ζ визначався за даними дослідів з використанням формули

$$\zeta = \frac{\Delta H 2g}{v^2}. \quad (5.4)$$

Течія рідини в трубопроводі зі швидкістю v забезпечувалося статичним напором H_{cm} , рівним 8,1 м. Максимальні і мінімальні швидкості відповідно становили $v_{min} = 0,4$ м/с і $v_{max} = 4,85$ м/с. Цім швидкостям відповідають [228] такі значення чисел Рейнольдса Re (віднесених до номінального діаметру клапана) $Re_{min} = 5,3 \cdot 10^4$ і $Re_{max} = 6,4 \cdot 10^5$.

Коефіцієнт гідродинамічного моменту K з залежності (5.3) можна визначити так

$$K = \frac{M_{\Gamma}}{v^2} = \frac{M_{над} \pm M_G}{v^2}. \quad (5.5)$$

Для досліду з вільним обертанням вала тарелі зворотного клапана припускалось, що надлишковий крутячий момент на валу тарелі дорівнює нулю. Результати досліджень представлені графіками на рис. 5.2. і рис. 5.3.

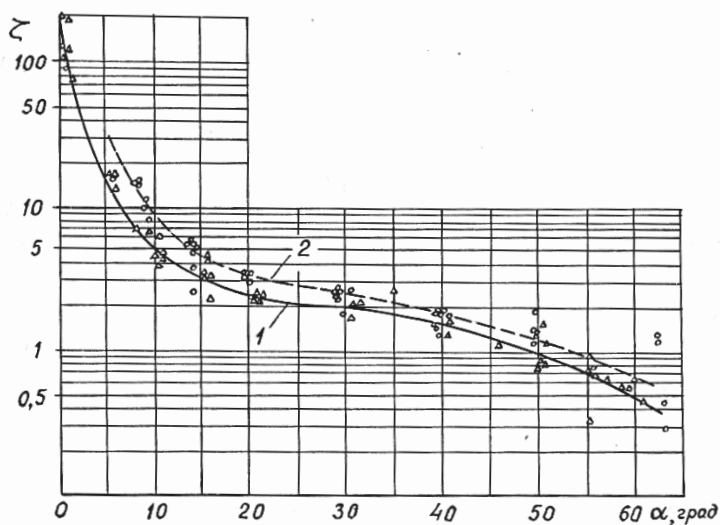


Рис. 5.2. Гідравлічна характеристика зворотного клапана з верхньою підвіскою діаметром 150 мм: 1 – при прямій течії води, 2 – при зворотній течії води

Гідравлічні характеристики зворотного клапана за результатами даних досліджень в табличній формі наведені в довіднику [514], таблиця 5.1.

Таблиця 5.1

Значення $\zeta_{o.k}$ в залежності від α при $Re > 10^4$

d_y , мм	α , °									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
При прямому русі рідини										
150	16	5	3,2	2,5	2,1	2	1,9	1,8	1,4	1
При зворотному русі рідини										
150	35	9	4,5	3,3	2,9	2,5	2,1	1,9	1,6	1,3

Значення коефіцієнтів ζ , K для зворотної течії рідини виявилися дещо більшими відповідних значень в умовах нормальної течії, що можливо пояснити різними умовами обтікання тарелі клапана.

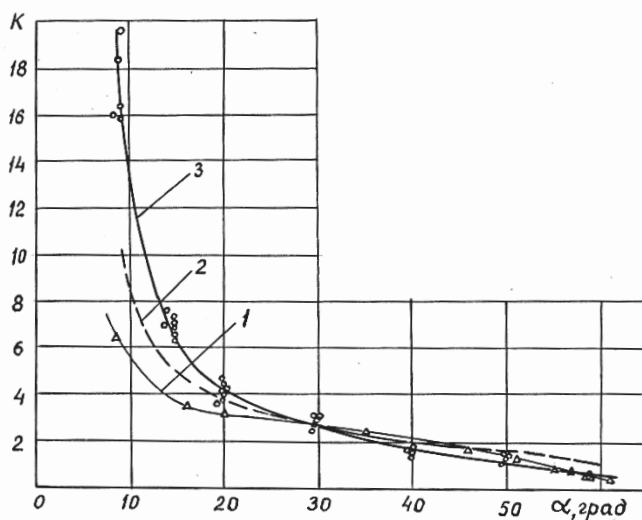


Рис. 5.3. Гідродинамічні характеристики зворотного клапана з верхньою підвіскою діаметром 150 мм: 1 – для прямої течії; 2 – для прямої течії за даними А. Н. Рожкова; 3 – для зворотної течії

Використання отриманих гідромеханічних характеристик зворотного клапана дозволяє виконувати детальні розрахунки гідравлічного удару, який викликається закриттям зворотного клапана при раптовій або автоматизованій зупинці насосної станції.

Гідравлічні та гідродинамічні дослідження зворотних клапанів з ексцентричною віссю обертання

Дослідження виконувалися сумісно з інженером Д. В. Гавазюком [78, с. 83-86; 376].

Зворотні клапани в системах подачі води використовуються як засоби, які виключають появу зворотного потоку води. При виникненні аварійних ситуацій, тобто коли відбулася раптова втрата приводу насосами, зворотні клапани перекривають трубопровід і попереджують зворотне протікання, але при цьому в трубопроводі виникає різкий гідравлічний удар [435; 436]. Для визначення величини підвищення тиску при цьому в розрахунках необхідно враховувати динаміку закриття зворотного клапа-

на. Аналіз літератури про методи розрахунку гідравлічного удару, який виникає при закритті зворотного клапана, дозволяє зробити висновок, що не врахування часу закриття зворотного клапана і величини зворотної витрати води через насос в момент його закриття, призводять до суттєвих відмінностей результатів розрахунків і даних натурних досліджень.

Відсутність необхідних характеристик зворотних клапанів частково пояснюється неможливістю отримання їх теоретичним шляхом. Гідравлічні і гідромеханічні характеристики зворотних клапанів можливо отримати лише експериментальним способом.

Для деяких зворотних клапанів, які використовуються в системах водоподачі, такі характеристики одержані у ВНП ВОДГЕО Рожковим А. Н. [436; 437; 442; 443], а саме для клапанів з верхньою підвіскою діаметрами 100, 150, 200, 250, 300 мм і для клапанів з ексцентричною віссю обертання діаметрами 800 мм (марка ПФ44025) і 1000 мм (марки ПФ44025, ПТ44007).

Сучасні методи розрахунку гідравлічного удару [62; 111; 441], передбачають не миттєве закриття зворотного клапана, і тому потребують урахування їх гідродинамічних характеристик. В теперішній час при проектування насосних станцій використовують переважно клапани з ексцентричною віссю обертання. Отже, отримання характеристик зворотних клапанів такого типу є питанням крайнє актуальним.

Метою даних досліджень є отримання гідравлічних і гідродинамічних характеристик зворотних клапанів. В задачу досліджень входить: а) визначення коефіцієнтів опору в залежності від кута відкриття $\zeta = f(\alpha)$; б) отримання коефіцієнтів гідродинамічного моменту $K_m = f(\alpha)$.

Мета і задачі досліджень вирішуються експериментальним методом на лабораторній гідравлічній установці, рис. 5.4.

Лабораторна установка складається з відцентрового насоса К 80/85, циркуляційного бака 1, напірного бака 2, трикутного водозливу 3, водоповітряного дифманометра 4 і зразкового динамометру 5. Установка дозволяла досліджувати характеристики клапанів чотирьох типорозмірів: $d_y=150$ мм (марка КА

44075); $d_y=200$ мм (марка Л 44075); $d_y=250$ мм (марка Л 44075) і $d_y=300$ мм (марка ИА 44078) при прямому і зворотному русі води.

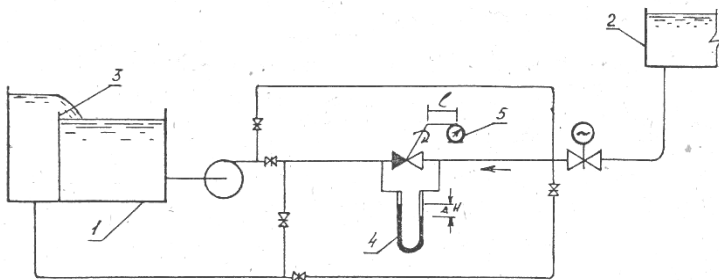


Рис. 5.4. Схема лабораторної установки

Коефіцієнт опору клапана визначався наступним чином. При фіксованому куті відхилення тарелі клапана α , через клапан подавали різні витрати води, що вимірювалися за допомогою трикутного водозливу 3. Втрати напору при цьому вимірювалися за допомогою водоповітряного дифманометра 4. Таким чином, при кожному фіксованому куті відкриття тарелі клапана (кут відкриття змінювався від положення «закрито» до положення «відкрито»), отримували декілька значень коефіцієнтів опору ζ . Межі зміни чисел Рейнольдса для усіх розглянутих зворотних клапанів приведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Межі зміни чисел Рейнольдса

d_y , мм	Re_{min}	Re_{max}
1	2	3
150	$2,0 \cdot 10^4$	$5,5 \cdot 10^5$
200	$5,8 \cdot 10^3$	$2,4 \cdot 10^5$
250	$1,8 \cdot 10^4$	$2,7 \cdot 10^5$
300	$1,8 \cdot 10^4$	$2,6 \cdot 10^5$

Коефіцієнт гідравлічного опору визначався з використанням формули (5.4), а коефіцієнта гідродинамічного моменту K_m за формулою

$$K_m = \frac{M_\Gamma}{v^2 D^3},$$

де M_Γ – гідродинамічний момент, Н·м; v – середня швидкість потоку, м/с; D – умовний діаметр зворотного клапана, м.

Гідродинамічний момент вимірювався за допомогою зразкового динамометра стиску типу ДОСМ-3-0,05 і важеля довжиною l , рис. 5.4, який одночасно фіксував положення тарелі зворотного клапана. Через те, що важіль довжиною l був жорстко приєднаний до валу тарелі, а остання мала жорстке кріплення до валу, то гідродинамічний момент передавався на індикатор динамометра. При визначенні гідродинамічного моменту враховувалося зміна моменту від сили тяжіння тарелі і важеля.

Оцінка похибок вимірювання полягала в наступному. При дослідженні зворотних клапанів застосовувалися наступні прилади і засоби: трикутний водозлив, диференційний п'єзометр, лімб, зразковий динамометр.

Витрата води вимірювалася за допомогою трикутного водозливу і визначалася за формулою:

$$Q = 1,343 \cdot H^{2,47}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

При максимальній витраті $Q = 0,0634 \text{ м}^3/\text{с}$ похибка вимірювання напору на водозливі

$$\delta_H = \frac{\varepsilon_H}{H} = \frac{0,1}{0,28 \cdot 1000} \cdot 100 = 0,0357 \%,$$

і відносна похибка витрати $\delta_Q = 2,47 \cdot 0,0357 = 0,088\%$.

Знаходимо мінімальну витрату, яку можна використовувати для досліджень, при умові не перевищення відносної похибки $\delta_Q \leq 5\%$

$$\delta_H = \frac{\delta_Q}{2,47} = \frac{5}{2,47} = 2,024 \, \%.$$

$$H = \frac{\varepsilon_H}{\delta_H} = \frac{0,1}{2,024} = 0,0494.$$

Тоді $Q_{min} = 0,0008 \text{ м}^3/\text{с}$, що і було дотримано при випробуванні зворотних клапанів.

Втрати напору h_w в зворотному клапані визначалися за допомогою диференційного п'єзометра, виконаного з двох силіконових трубок внутрішнім діаметром 8 мм. У відповідності з методикою оцінки похибок, яка наведена в [374], визначимо мінімальні втрати напору h_w , при яких відносна похибка не перевищує $\delta_{h_w} = 5\%$

$$h'_w = \frac{\varepsilon_{h_w}}{h_w} \cdot 100 = \frac{1}{5} \cdot 100 = 20 \text{ мм},$$

і остаточно з урахуванням поправки на капілярність [374]:

$$h_w = h'_w + \Delta h = h'_w + \frac{30}{d} = 20 + \frac{30}{8} = 23,75 \text{ мм}.$$

Коефіцієнт опору зворотного клапана визначається за формулою

$$\zeta = h_w / \left(\frac{v^2}{2g} \right).$$

При умові, що витрата вимірюється трикутним водозливом, а втрати напору диференційним п'єзометром, максимальна відносна похибка визначення коефіцієнту опору дорівнює

$$\delta_\zeta = \delta_{h_w} - 4,94 \cdot \delta_H = 5 - 4,94 \cdot 2,024 = 4,99\%, \text{ що допустимо.}$$

Кут відкриття тарелі зворотного клапана фіксувався за допомогою лімба з ціною поділки 1 градус. Отже, абсолютна похибка становить $\varepsilon_\alpha = 1$ градус.

Допустима відносна похибка δ_α 5% буде при вимірюванні кутів більш:

$$\alpha = \frac{\varepsilon_\alpha \cdot 100}{\delta_\alpha} = \frac{1 \cdot 100}{5} = 20^\circ.$$

Гідродинамічний момент визначається за формулою:

$$M_H = P \cdot l, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де P – гідродинамічна сила, яка діє на таріль зворотного клапана, Н; l – довжина важеля, м.

Сила P вимірюється зразковим динамометром типу ДОСМ-3-0,05. За його технічною характеристикою максимальна відносна похибка становить $\delta_p = 1\%$. Довжину важеля вимірювали за до-

помогою металевої вимірювальної стрічки з ціною поділки 1 мм. Тоді відносна похибка буде

$$\delta_l = \frac{\varepsilon_l}{l} = \frac{1}{940} \cdot 100 = 0,106\%.$$

Диференціюючи вираз для визначення гідродинамічного моменту M_Γ , отримаємо абсолютну похибку визначення гідродинамічного моменту

$$\varepsilon_{M_\Gamma} = \varepsilon_p l + \varepsilon_l p,$$

а відносна похибка визначення гідродинамічного моменту буде

$$\delta_{M_\Gamma} = \frac{\varepsilon_{M_\Gamma}}{M_\Gamma} = \delta_l + \delta_p$$

і в числовому виразі

$$\delta_{M_\Gamma} = 0,106 + 1,0 = 1,106\%.$$

Температура води вимірювалася лабораторним термометром з ціною поділки шкали $\delta_t = 0,1^\circ \text{C}$.

При проведенні дослідів самою низькою температурою води була $t = 14^\circ \text{C}$. Тоді відносна похибка вимірювання температури дорівнює

$$\delta_t = \frac{\varepsilon_t}{t} = \frac{0,1}{14} \cdot 100 = 0,71\%,$$

що прийнятне для досліджень.

Результати проведених досліджень приведені у вигляді графіків на рис. 5.5-5.7.

На рис. 5.5 показані залежності коефіцієнта опору ζ від кута відкриття тарелі зворотних клапанів α для умовних діаметрів 150...300 мм. При повному відкритті тарелі клапанів коефіцієнти опору вийшли наступними:

$$\begin{array}{ll} d_y = 150 \text{ мм} & \zeta = 2,6; \quad d_y = 200 \text{ мм} \quad \zeta = 2,2; \\ d_y = 250 \text{ мм} & \zeta = 2,4; \quad d_y = 300 \text{ мм} \quad \zeta = 0,4; \end{array}$$

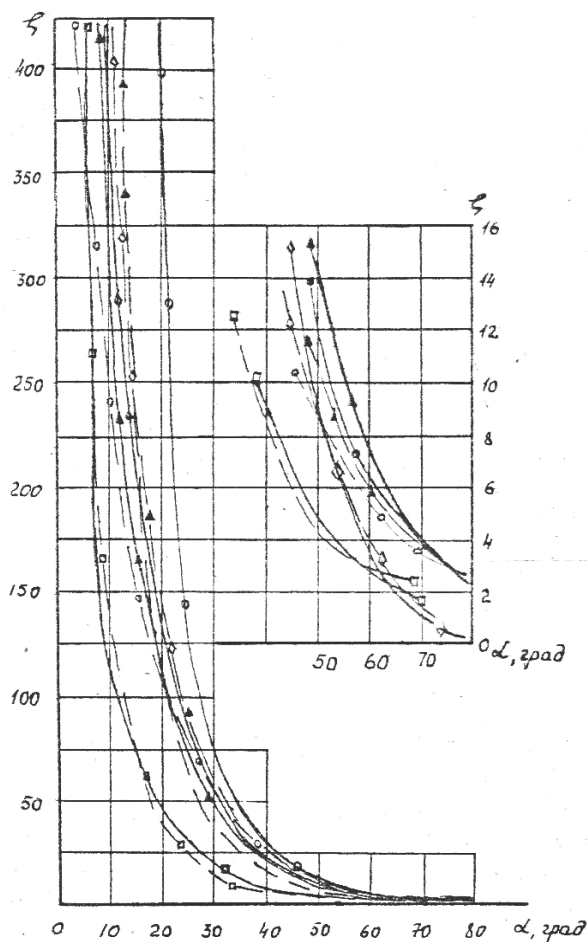


Рис. 5.5. Графіки залежностей $\zeta = f(\alpha)$ для зворотних клапанів з ексцентричною віссю обертання: суцільні лінії – прямий напрям течії води; штрихові лінії – зворотний напрям течії води

○ $d_y = 150$ мм; △ $d_y = 200$ мм;
 □ $d_y = 250$ мм; ◇ $d_y = 300$ мм

Практично коефіцієнти ζ при прямій і зворотній течії води і повному відкритті клапана виявилися однаковими.

На рис. 5.6 представлені залежності кута відкриття тарелі

клапана від швидкості води в ньому. Для клапанів з умовним діаметром d_y рівним 150, 200, 250 мм швидкість води, при якій повністю відкривається таріль, складає $v = 1,2$ м/с. Для клапана $d_y = 300$ мм ця швидкість не отримана, тому що параметри лабораторної установки не дозволяли цього зробити.

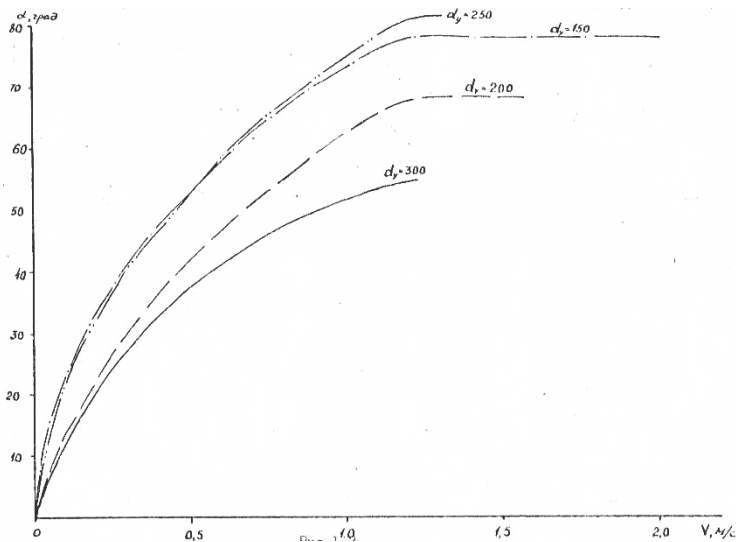


Рис. 5.6. Залежність кута відкриття тарелі зворотного клапана від швидкості руху води в трубопроводі, $\alpha = f(v)$

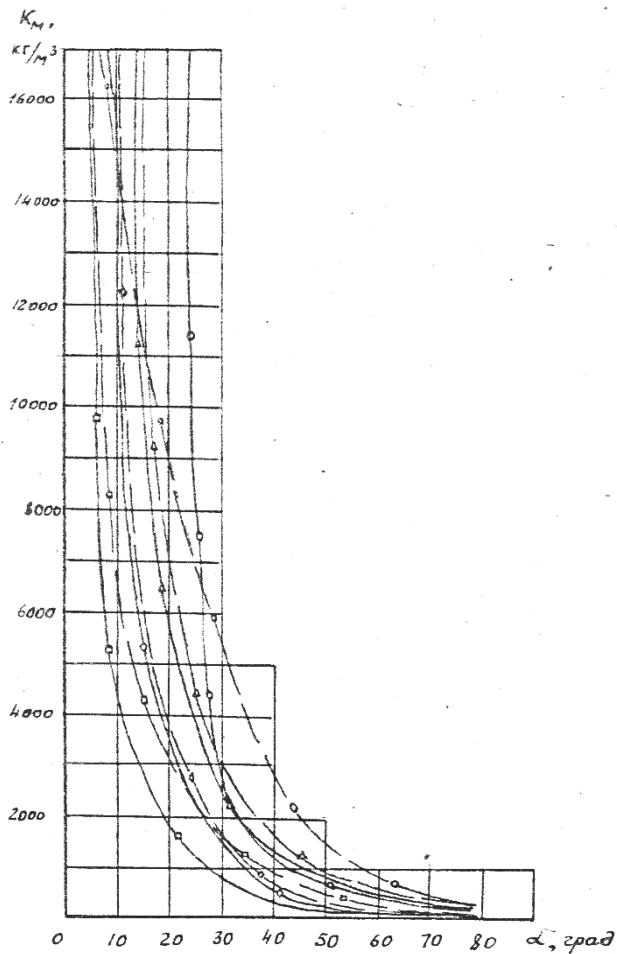


Рис. 5.7. Графіки залежностей $K_M = f(\alpha)$ для зворотних клапанів з ексцентричною віссю обертання: суцільні лінії – прямий напрям течії води; штрихові лінії – зворотний напрям течії води

○ $d_y = 150$ мм; △ $d_y = 200$ мм;
 □ $d_y = 250$ мм; ◇ $d_y = 300$ мм

5.2. Конструкція гасників гідравлічних ударів, дослідження їх характеристик і розрахунок елементів

Спільно з інженерами Д. В. Гавазюком і Л. І. Тиндару запропоновано декілька гасників гідравлічних ударів різних типів [88; 89; 418; 419; 551]. Розглянемо більш детально деякі з них.

Протиударний клапан – дводіафрагмовий гасник гідравлічних ударів ГВД-80, призначений для захисту трубопроводів закритих зрошувальних систем [418; 107; 363; 367-369]. Схема гасника показана на рис. 5.8.

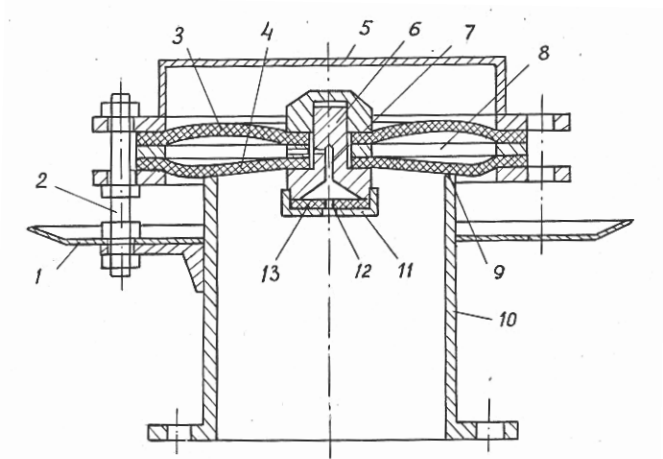


Рис. 5.8. Дводіафрагмовий гасник гідравлічних ударів ГВД-80

Пристрій вміщує корпус 10 з сідлом 9, верхню 3 і нижню 4 діафрагми, шток 6 із з'єднувальним каналом 7, внутрішню порожнину оболонки 8, еластичну шайбу 13 з центральним дроселюючим отвором 12, захисну кришку 5, регулюючі шпильки 2, відбійник 1 і накидну гайку 11.

Гасник працює наступним чином. При заповненні запірного трубопроводу водою повітря виходить з нього під нижньою діафрагмою. Потім вода з трубопроводу також частково скидається і одночасно заповнює оболонку-камеру протитиску, яка утворюється двома еластичними діафрагмами 3 і 4, через еластичну

шайбу 13 і з'єднувальний канал 7. Після вирівнювання тисків в трубопроводі і оболонці сідло 9 запирається нижньою діафрагмою 4. Цім закінчується процес самонастроювання гасника.

Коли виникає різке підвищення тиску в процесі проходження хвилі гідравлічного удару в напірному трубопроводі, сили, які діють на оболонку знизу, перевищують сили протитиску і оболонка піднімається над сідлом 9, забезпечуючи скидання частини рідини і гасіння хвилі гідравлічного удару. Скидна вода розсіюється відбійником 1. Оболонка, утворена двома діафрагмами, які скріплені по центру, працює як гідравлічна пружина і жорсткість її зростає у відповідності зі зростанням тиску у внутрішньому об'ємі оболонки. Плавне запирання сідла 9 обумовлено тим, що заповнення оболонки при підвищенні тиску відбувається через дроселюючи шайбу 13 спеціальної форми. Після вирівнювання тисків в оболонці і трубопроводі нижня діафрагма 4 перекриває сідло 9 і скидання води з трубопроводу припиняється.

Технічні характеристики стаціонарного гасника ГВД-80

Умовний діаметр присднувального фланця, мм.....	100
Габарити, мм.....	300x300x236
Межі регулювання перед монтажем, МПа... ..	0,6...1,2
Витрата води в трубопроводі, м ³ /с.....	0,06...0,12
Діаметр отвору сідла гасника, мм.....	100
Маса гасника, кг.....	16,5
Динамічне підвищення тиску в мережі, що відкриває гасник, МПа.....	0,2
Висота щілини відкриття гасника, мм.....	3
Періодичність огляду гасника	1 раз/ місяць
Строк служби гасника, років.....	10

Робочі креслення гасника розроблені СКБ виробничого об'єднання «Автополив» Мінводгоспу МССР згідно авторського свідоцтва СРСР № 1090959.

Для визначення пропускної здатності гасника ГВД-80 була зібрана установка, схема якої показана на рис. 5.9 [375].

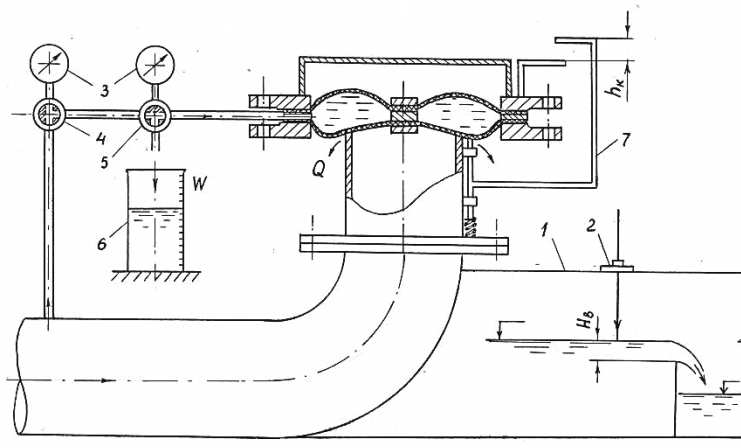


Рис. 5.9. Схема установки для визначення пропускної здатності гасника ГВД-80

Витрата води, яка проходила через гасник, вимірювалася за допомогою трикутного водозливу 1. Напір на водозливі H_e вимірювався з використанням шпіденмасштабу 2. Тиск в напірному водоводі p_T і камері протитиску p_K фіксувався зразковими манометрами 3 при відповідних положеннях триходових кранів 4 і 5. Кількість води W , яка випускалася з камери протитиску, вимірюється за допомогою мірної посудини 6. Величина відкриття гасника $h_{кл}$ визначається за допомогою спеціального пристосування у вигляді жорсткої підпружиненої скоби 7, яка взаємодіє з гумовотканинною діафрагмою в місці запирання вихідного отвору гасника. Хід x жорсткого центру, який з'єднує разом гумовотканинні діафрагми, визначається через отвір в кришці гасника за допомогою висувного штангенциркуля.

Порядок проведення дослідів був прийнятий наступним. Вода від насоса під тиском подавалася на гасник і він заряджався. При зарядженому гаснику скид води через нього відсутній. Розташування камери протитиску над скидним отвором регулювалося за допомогою трьох шпильок таким чином, щоб скиду води не було при тиску води в трубопроводі, що дорівнює 8 кг/см^2 . Краном 4 відсікалося надходження води в камеру

протитиску. Краном 5 частина води з камери протитиску випускалася в мірну посудину і вимірювався об'єм ΔW . При цьому вода з напірного трубопроводу починала вибігати з-під діафрагми гасника внаслідок падіння тиску p_k в камері протитиску - міждіафрагмової камери. В такому усталеному режимі роботи гасника вимірювалися параметри H_g , x , $h_{кл}$, p_T , p_k . Потім ще частина води випускалося з камери протитиску і процес вимірювання продовжувався.

Результати дослідів оброблялися наступним чином. Витрата визначалася за відомою формулою [256]

$$Q = 1,343 H_g^{2,47}. \quad (5.6)$$

Коефіцієнт витрати гасника μ_p визначався за залежністю

$$\mu_p = \frac{Q}{\pi h_{кл} d_c \sqrt{2 p_T / \rho}}, \quad (5.7)$$

де d_c – діаметр сідла клапана; p_T – тиск в трубопроводі, $h_{кл}$ – відкриття клапана, яке дорівнює відстані від сідла до мембрани.

За результатами дослідів побудовані графіки $p_k = f(\Delta W)$,

$$\mu_p = f\left(\frac{h_{кл}}{d_c}\right), \quad h_{кл} = f(Q), \quad x = f(Q). \text{ Ці графіки показані на}$$

рис. 5.10 і рис. 5.11.

За результатами досліджень можна приймати середнє значення коефіцієнту витрати $\mu_{p \text{ сеп}} = 0,3$.

Пропускна здатність дросельного пристрою гасника в прямому і зворотному напрямі досліджувалися за схемою, яка приведена на рис. 5.12. Витрата води вимірювалася об'ємним способом не менше трьох разів при незмінному тиску в трубопроводі.

За результатами дослідів були побудовані графіки $Q_{оп} = f(\Delta p)$, рис. 5.12, б, для гумової шайби товщиною 4 мм з центральним отвором діаметром 1,5 мм.

Для визначення раціональних розмірів гасників при їх проектуванні важливо знати силову характеристику гумовотканинної діафрагми. Ця характеристика може бути у вигляді залежності $F_k = f(x)$, де F_k – зусилля, яке передається жорстким центром діафрагми від тиску води в камері протитиску, x – переміщення

центру діафрагми відносно площини 0-0, яка проходить через середину товщини діафрагми в зовнішньому заземленні, рис. 5.13. Схема проведення дослідів показана на цьому ж рисунку.

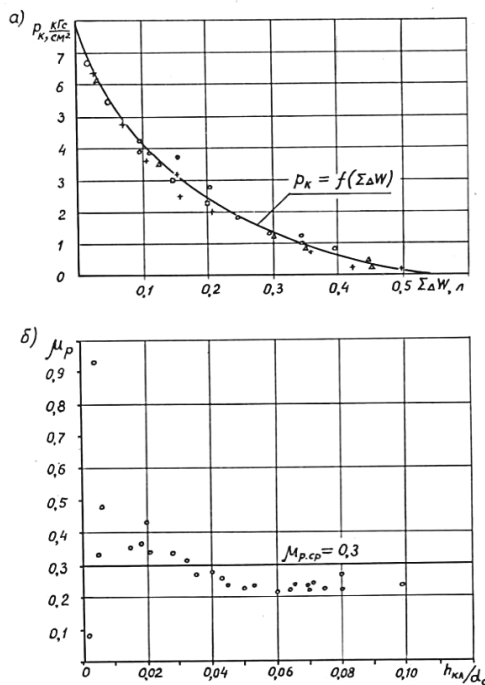


Рис. 5.10. Графіки залежностей $p_K = f(\Delta W)$, $\mu_p = f(h_{KL} / D_c)$

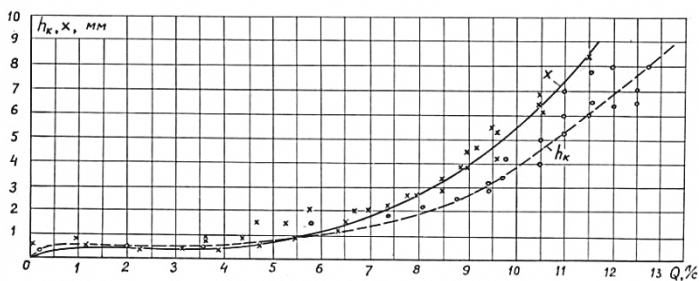


Рис. 5.11. Графіки залежностей $h_{KL} = f(Q)$, $x = f(Q)$

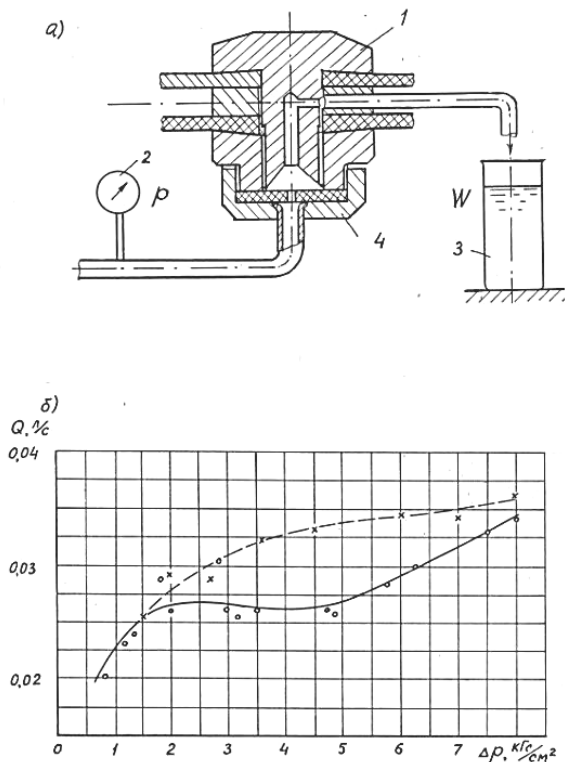


Рис. 5.12. Схема визначення пропускної здатності пристрою для дроселювання потоку, графік функції $Q=f(\Delta p)$ для прямого (пунктир) і зворотного напрямку (суцільна лінія) – з камери протитиску

Досліджувалася одна гумова діафрагма 2 товщиною 4 мм, армована двома шарами капронової тканини. Діаметр зовнішнього защемлення 150 мм. Діаметр внутрішнього защемлення 45 мм.

Для проведення дослідів кришка гасника з защемленою діафрагмою встановлювалася на столі гідравлічного преса. Машинним насосом нагніталася повітря в простір між кришкою і діафрагмою через золотник 5. Потім виконувалося стискання пристрою домкратом 7 до отримання потрібного значення x , яке контролювалося штангенциркулем. Потім повітря помалу скидалося через золотник 5 до значень p_k , які дорівнювали 1, 2, 3, 4,

5, 6, 7, 8, 9 кгс/см², що визначалися зразковим манометром 3.

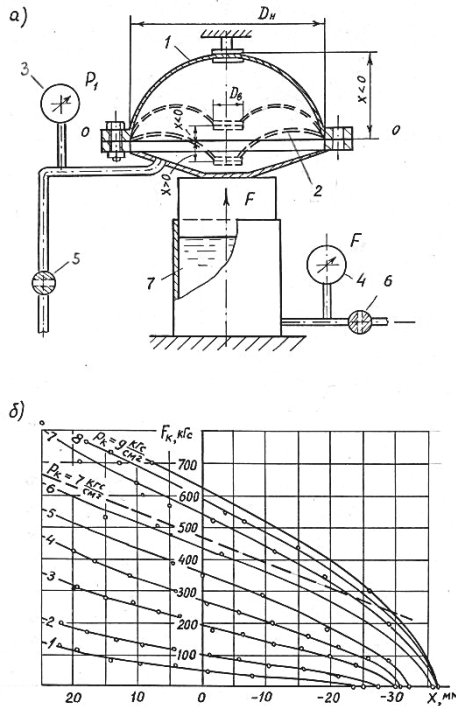


Рис. 5.13. Схема пристрою для визначення силової характеристики гумовотканинної діафрагми, графік залежності $F_k=f(x)$

При кожному тиску повітря записувалися значення зусилля F_k (кгс) за тарувальною шкалою гідравлічного преса 4. За результатами дослідів побудовані залежності $F_k=f(x)$ з параметром p_k , які представлені на рис. 5.13, б. На тому ж рисунку прямою пунктирною лінією показана силова характеристика гумовотканинної діафрагми, яка визначена за рекомендаціями Д.Ф. Гуревича [157; 375] в відповідності з формулою

$$F_k = \varphi C p_k \frac{\pi D_{306}^2}{4}, \quad (5.8)$$

де

$$\varphi = 0,14 + 0,8 \frac{D_a}{D_{306}}, \quad (5.9)$$

$$C - 1 + \frac{x / D_{306}}{\varphi} . \quad (5.10)$$

В порівнянні з дослідями ця характеристика знижує силову характеристику на 9% при $x=0$. Крім того, аналітична залежність має лінійний характер, й той час як дослідні дані підтверджують цю залежність тільки в межах від $x=-20$ мм до $x=+20$ мм. Проте для розглядуваного гасника це не має суттєвого значення, тому що реальні $x < 20$ мм і зниження характеристики взаємно компенсується. Важливо, що нахил характеристики відповідає дослідним даним.

З метою підвищення ефективності роботи клапана при випуску повітря з трубопроводу конструкція ГВД-80 була змінена, рис. 5.14 [10; 389] (за А С СРСР № 1368559).

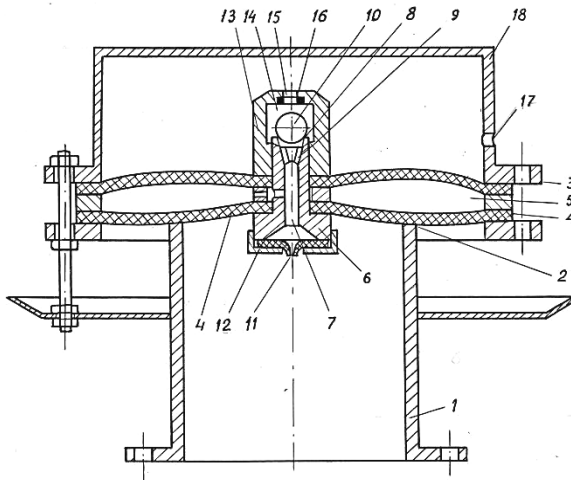


Рис. 5.14. Гасник гідралічного удару ГВД-80 удосконаленої конструкції

Зміни торкалися конструкції штока. В нього введено новий елемент – вантуз. Він виконаний у вигляді кульки 10 (дерево, проварене в олифі), яка розміщена в порожнині 14 гайки 13.

Працює клапан наступним чином. При заповненні водою трубопроводу повітря виходить між нижчою діафрагмою 4 і корпусом 1. Одночасно повітря проникає через дросель 11 з'єднувальному каналом 7 у внутрішню порожнину між діафраг-

мами, а через отвори 8, 15 в надмембранну порожнину, яка з'єднана з атмосферою через отвір 17. Завдяки конічним напрямним, які рівномірно розташовані в отворі 9, повітря, що виходить з під них, не притискає потоком кульку 10 до отвору 15, тому тиск у внутрішній порожнині між діафрагмами не підвищується. Внаслідок того, що сили, які діють знизу на діафрагму 4 більше сил протитиску корпус 1 не перекривається і повітря продовжує виходити з трубопроводу. При підході води до гасника вона скидається і, одночасно, через з'єднувальний канал 7 заповнює порожнину між діафрагмами, а через отвір 9 проникає в порожнину, де знаходиться кулька. Через те, що кулька має плавучість, то в міру заповнення порожнини вона спливає і герметично закриває отвір 10. Тиск в порожнині між діафрагмами і в трубопроводі вирівнюється і клапан перекривається нижньою діафрагмою, припиняючи скидання води з трубопроводу. Процес самоналаштування клапана закінчується і він готовий до роботи в протиударному режимі.

Технічна характеристика УОЛ 200

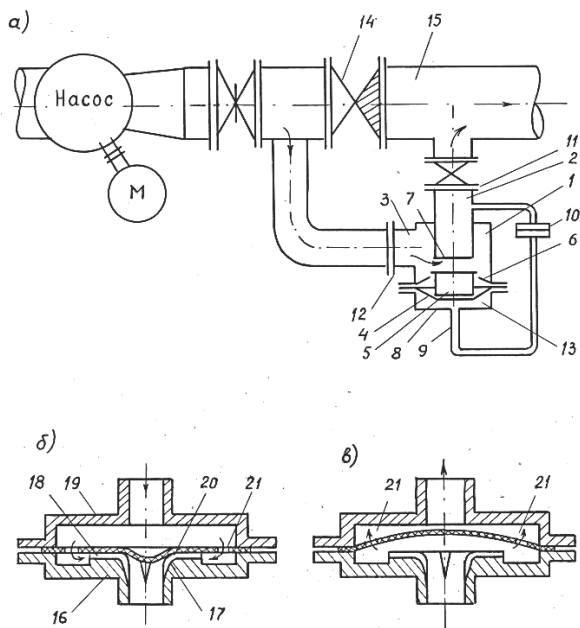


Рис. 5.15. Пристрій для погашення гідравлічних ударів
УОЛ-200

Працює пристрій наступним чином. При пуску насоса потік води відкриває зворотний клапан 14 і одночасно попадає по обвідній лінії в корпусі пристрою, діючи на мембрану. Тиск води, який передається з трубопроводу 13 через імпульсну трубку 9 і дросель 10 в камеру протитиску, менше ніж в корпусі пристрою на величину втрат на зворотному клапані 11. Цю різницю тисків на мембрані 4 призводить до того, що результуюча сила направлена на відкриття сідла 7 тарілчастим клапаном 5. Швидко переміщення мембрани 4 і відкриття тарілчастого клапана 5 забезпечується завдяки тому, що дросель 10 на імпульсній трубці не перешкоджає руху води з камери протитиску 13 в трубопровід 15. Відкрите положення пристрою зберігається при роботі

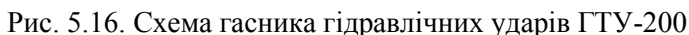
При раптовій зупинці насоса вода через визначений проміжок часу міняє свій напрям руху в трубопроводі 15, закриває зворотний клапан 14 і вода проходить по обвідній лінії, зменшуючи підвищення тиску в трубопроводі 15. Одночасно підвищений тиск розповсюджується через імпульсну трубку 9 в дро-

сель 10. Тому що саме в цьому напрямі дросель створює великий гідравлічний опір, то в ньому утворюється великий перепад тиску, в результаті чого витрачається невелика кількість води, яка поступає в камеру протитиску. Величина цієї витрати визначає час наповнення об'єму камери протитиску 13, тобто час закриття пристрою. Після проходження цього часу в камері протитиску встановлюється такий же тиск, що і в трубопроводі. Переміщення мембрани на закриття обумовлюється тим, що в корпусі пристрою тиск менше, ніж в камері 13, мембрана 14, а разом з нею тарілчастий клапан 5 переміщується і перекриває сидло 7 вихідного патрубку 2. Скидання води через обвідну лінію автоматично припиняється.

Односторонній дросель 10 працює наступним чином. При русі рідини з трубопроводу в камеру протитиску діафрагма 20 притискається до тороїдального сидла 17 корпусу 16. Рідина проходить через отвір 21 діафрагми 20 і радіальні канавки 18, що забезпечує дроселювання рідини. При зворотній течії діафрагма 20 піднімається і гідравлічний опір дроселя суттєво зменшується, тобто рідина перетікає через отвіри 21.

Страшенським ЕРМЗ виготовлені дослідні зразки пристрою. Дослідні зразки пройшли виробничі випробування і впроваджені на напірних трубопроводах зрошувальних насосних станцій (НС) Молдови: Трушенська НС, яка облаштована насосами ЦН 400-105; НС «Нистру-6»; Новоаненська з насосами Д 800-57; ГНС-1 Рибнинської ОС з насосами Д 6300-80. Для гасіння гідравлічних ударів, які виникають при аварійних вимиканнях насосних агрегатів, розроблений гасник ГТУ-200 [89; 79] (за авторським свідоцтвом СРСР № 1086288).

Гасник приєднується до напірного трубопроводу після зворотного клапана, рис. 5.16. Скидання води може здійснюватися або у всмоктувальний трубопровід, або у атмосферу.



Технічні показники гасника ГТУ-200

Умовний прохід, мм.....	200
Умовний тиск, МПа.....	1,6
Коефіцієнт гідравлічного опору.....	3
Маса, кг.....	250
Габаритні розміри:	
довжина, мм.....	680
ширина, мм.....	580
висота, мм.....	650

287

ротному клапані. Всередині корпусу гасника - в нижній камері 17, тиск дорівнює тиску у всмоктувальному трубопроводі (якщо скид відбувається в атмосферу, то дорівнює атмосферному тиску). Внаслідок вказаного розподілу тисків при роботі насоса мембрани 4 і 5 займають крайнє нижнє положення. При цьому закріплений до мембрани 4 тарілчастий клапан 6 перекриває сідло 9.

При аварійній зупинці насоса тиск в напірному трубопроводі знижується, а зворотний клапан закривається. Потім тиск води в трубопроводі після зворотного клапана починає підвищуватися, а в камерах 15 і 14 він дорівнює тиску, який розвиває насос при зниженні обертів. Останній значно менше, ніж тиск в напірному трубопроводі. Внаслідок цього мембрани 4 і 5 піднімаються, і тарілчастий клапан відкриває сідло 9. Починається скидання води з напірного трубопроводу, попереджуючи тим небезпечне підвищення ударного тиску. Одночасно з підйомом мембран вода починає поступати в середню камеру 14 через дросель 7 із вхідного патрубку 2. При такому русі води через дросель він здійснює значну дроселюючу дію, тому витрата води через дросель невелика. Середня камера 14 поступово заповнюється водою, мембрана 5 займає верхнє положення, яке обмежене кришкою 11, а мембрана 4 – нижнє положення, яке обмежене диском 10. При цьому тарілчастий клапан перекриває сідло 9, припиняючи скидання води з трубопроводу.

При наступному пуску насоса тиск в верхній камері 10 стає більшим, ніж в камері 14 і вода з середньої камери витісняється в напірний трубопровід через дросель 7. При цьому дросель 7 не викликає суттєвої дроселюючої дії на потік води, приводячи гасник в робочий стан у короткий термін.

Дослідні зразки гасника виготовлені Страшенським ЕРМЗ. Зразки пройшли виробничі випробування на напірних трубопроводах насосних станцій НС Молдови: Трушенська НС, яка обладнана насосом ЦН 400-105; НСП-У Григориопольської зрошувальної системи – насос Д1250-125; НСГ-2 Верхне-Карпиненська зрошувальна система з двома напірними трубопроводами.

5.3. Конструкція гідроприводу засувки з переривчастим закриттям

Гідропривід засувки з переривчастим закриттям [139] (за авторським свідоцтвом СРСР № 1420293) призначений для захисту напірних трубопроводів закритих зрошувальних систем від гідравлічних ударів. Схема пристрою приведена на рис. 5.17.

Гідропривід засувки вміщує гідроциліндр 1 з порожнинами 2, 3; шток 4 якого механічно зв'язаний з засувкою 5, яка встановлена в напірному трубопроводі 6. Порожнини 2, 3 гідроциліндру 1 сполучені через розподільник 7 зі зливом 8 і лінією 9 тиску, в якій встановлений гідравлічний перемикач 10 сполучення з напірним трубопроводом 6.

Гідравлічний перемикач 10 виконаний у вигляді відсічного клапана 11, вхід 12 якого сполучений з трубопроводом 6, а запірний елемент 13 відсічного клапана 11 має мембранний привід 14, який виконаний у вигляді двох еластичних мембран 14, 15 механічно зв'язаних з запірним елементом 13, і порожнини 17 управління, які вміщують пружні пневматичні елементи 18, 19 і сполучаються з напірним трубопроводом 6 лінією 20 зв'язку через додатковий запірний елемент 21, виконаний у вигляді дроселя 22 і пружної діафрагми 23 з отворами 24. Порожнина 17 управління також має нерухому перегородку з отворами 26, а в лінії 9 тиску встановлений запірний вентиль 27.

Гідропривід працює наступним чином. При вмиканні розподільника в позицію, що забезпечує закриття засувки 5, імпульс підвищення тиску від напірного трубопроводу 6 по лінії 9 тиску через відсічний клапан 11 і розподільник 7 потрапляє в порожнину 2 гідроциліндра 1, порожнина 3 якого сполучається зі зливом 8 через розподільник 7. Шток 4 гідроциліндра опускається і засувка 5 закривається.

При закриванні засувки 5 відбувається зменшення витрати через неї і при цьому підвищується тиск перед засувкою. Імпульс підвищеного тиску передається через лінію 20 зв'язку через додатковий елемент 21 в порожнину 17 управління мембранного приводу 14.

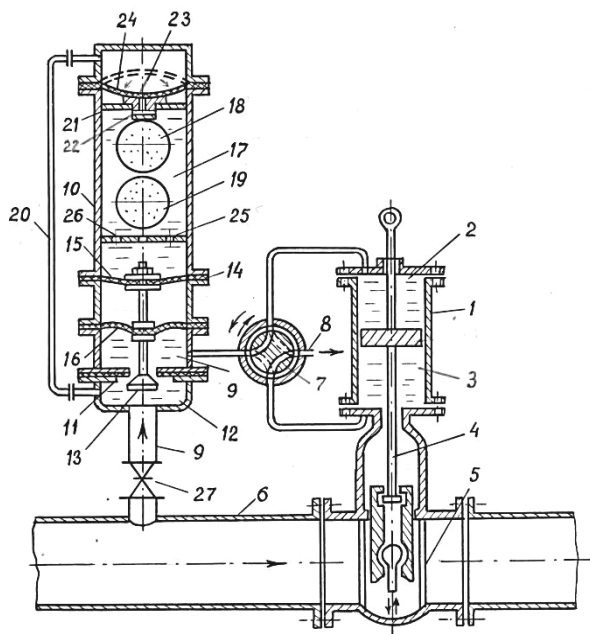


Рис. 5.17. Схема гідроприводу засувки з переривчастим закриттям

Необхідне запізнення подачі хвилі підвищеного тиску в порожнину 17 управління забезпечується наявністю пружних пневматичних елементів 18, 19; дроселя 22 і отворів 24, 26. При інтенсивному зростанні тиску в напірному трубопроводі 6 дія рідини на відсічний клапан 11 з урахуванням запізнення хвилі тиску, яка надходить у порожнину 17 управління, викликає закриття відсічного клапана 11 і закриття засувки 5 припиняється. Це викликає зниження тиску в трубопроводі 6 і зменшення перепаду тиску в відсічному клапані 11. При зниженні перепаду до певної величини (тиск в порожнині 17 управління дещо нижчий, ніж в лінії 20, а ефективна площа мембрани 15 вибирається більше ефективної площі мембрани 16), відсічний клапан 11. Відкривається і процес закриття засувки продовжується.

Таким чином попереджається поява значних хвиль підвищення тиску в трубопроводах при закритті засувки з гідроприводом.

5.4. Конструкція гасника гідравлічних ударів

Гасник гідравлічних ударів показаний на рис. 5.18 [88] (за авторським свідоцтвом СРСР № 723267) може бути використаний для зниження тиску при гідравлічних ударах в трубопроводах гідромеліоративних систем і систем водопостачання.

В корпусі гасника встановлений скидний клапан 2, який жорстко з'єднаний через шток 3 з діафрагмою 4, що розділяє зливну 5 і демпфуючу 6 камери, які з'єднані імпульсною трубкою 7. Діафрагма 4 підпружинена конічною багатовитковою пружиною 8. В демпфуючій камері 6 в перегородці 9 встановлений зворотний клапан 10 зі штоком 11, якому виконано дроселюючий отвір *a*. Шток 11 підпружинений пружиною 12. Для захисту імпульсної трубки 7 від засмічення на вхідному її кінці встановлений фільтр 13.

Гасник працює так. При виникненні гідравлічного удару в трубопроводі, який починається з хвилі підвищення тиску, за рахунок уповільненого потрапляння рідини в камеру 6 через дросельний отвір «*a*», тиск на діаграму 4 з боку зливної камери 5 перевищує тиск, що діє з боку демпферної камери 6, і, через те що ефективна площа діафрагми 4 значно більша площі зливного клапана 2, діафрагма 4 піднімає зливний клапан 2. Відбувається скидання рідини, що знижує тиск в трубопроводі, при цьому шток 3 торкається клапана 10 і відкриває його, що призводить до швидкого вирівнювання тиску у зливній 5 і демпферній 6 камерах. Завдяки цьому відбувається швидке на початку і уповільнене в кінці закриття зливного клапана 2, оскільки при припиненні торкання штоку 3 до зворотного клапана 10 тиск в зливній і демпферній камерах вирівнюється тільки через дросельний отвір «*a*».

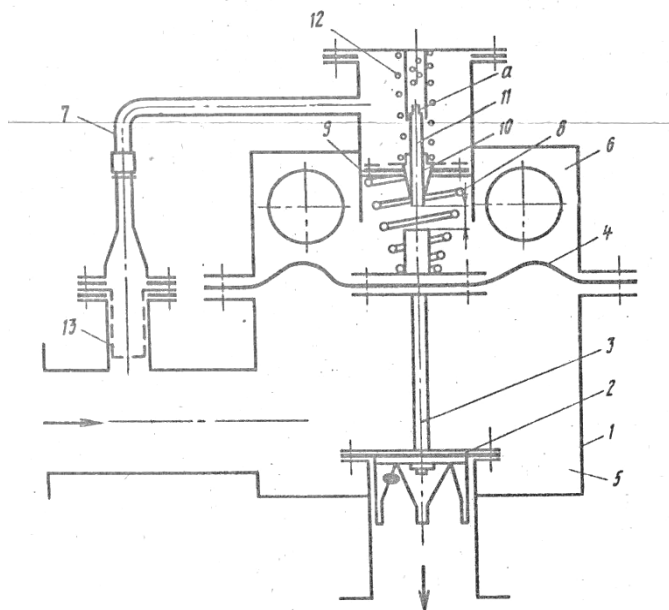


Рис. 5.18. Схема гасника гідравлічних ударів

При виникненні гідравлічного удару, який починається з хвилі пониженого тиску в трубопроводі, зворотний клапан 10 відкривається і тиск в демпферній камері 6 швидко падає, що сприяє швидкому відкриттю зливного клапана 2 і вирівнюванню тиску в трубопроводі.

5.5. Конструкції пристроїв для підпитки повітрям водоповітряних резервуарів

При експлуатації ВПР автоматизованих насосних станцій закритих зрошувальних систем (ЗОС) частина повітря розчинюється у воді. Поповнення ВПР повітрям звичайно здійснюється компресорною установкою, робота якої з певними труднощами піддається автоматизації. З метою виключення компресорних установок з складу обладнання автоматизованих насосних станцій пропонуються дві конструкції пристроїв для підпитки ВПР повітрям.

Насосна установка [343] (за авторським свідоцтвом СРСР № 1333849) відноситься до гідросистем з позитивною висотою всмоктування і дозволяє знизити енергетичні витрати шляхом подачі повітря в резервуар через насос. Схема насосної установки приведена на рис. 5.19.

Насосна установка вміщує насос 1 з резервуаром 2 на напірній лінії 3 і систему поповнення резервуара 2 повітрям, при цьому остання має клапан 4 подачі повітря з гідроприводом 5, керуючим клапаном 6 з приводом, який виконаний у вигляді штанги 7 з упорами 8 і 9 з можливістю переміщення в вертикальному напрямі, і датчиком рівня води в резервуарі 2, який виконано у вигляді поплавка 10, що встановлено з можливістю переміщення за штангою 7 між упорами 8 і 9, при цьому всмоктувальна лінія 11 насоса 1 з'єднана з атмосферою через клапан 4 подачі повітря, гідропривід 5 сполучений напірною лінією 3 через керуючий клапан 6, а привід останнього з'єднаний з датчиком рівня, виконаного у вигляді поплавка 10.

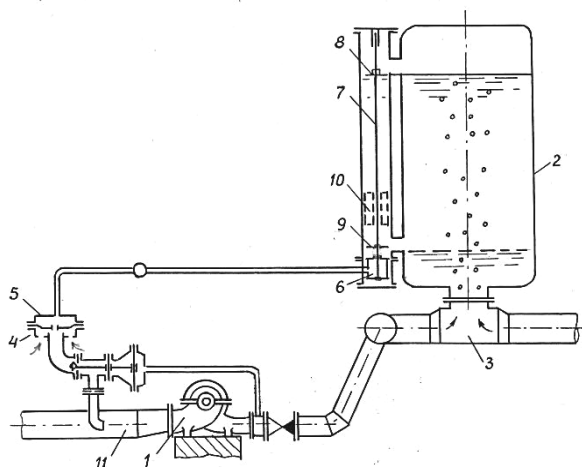


Рис. 5.19. Схема насосної установки з пристроєм для підпитки повітрям водоповітряних резервуарів (ВПР)

Насосна установка працює наступним чином. В усталеному режимі насос 1 створює тиск в напірній лінії 3 і резервуарі 2. В процесі роботи об'єм повітря в резервуарі 2 зменшується. Якщо рівень води в резервуарі 2 піднімається до максимально допус-

тимого значення поплавков 10 досягає упора 8 і піднімає штангу 7. Закривається керуючий клапан 6 і знижується тиск в робочій камері гідроприводу 5, який відкриває клапан 4 подачі повітря. За рахунок вакууму у всмоктувальній лінії 11 повітря з атмосфери через клапан 4 подачі повітря поступає у всмоктувальну лінію насоса 1, змішується з водою і проходить через насос 1. В напірній лінії 3 повітря виділяється з води і потрапляє в резервуар 2. При цьому відбувається поступове зниження рівня води в резервуарі 2.

При досягненні мінімального рівня води в резервуарі 2 поплавков 10 під дією власної ваги давить на упор 9 і опускає штангу 7 в нижнє положення. При цьому відкривається керуючий клапан 6 і подається тиск в робочу камеру гідроприводу 5, який закриває клапан 4 впуску повітря. Таким чином, припиняється подача повітря у всмоктувальну лінію 11 і резервуар 2.

При підвищенні рівня води в резервуарі 2 цикл повторюється.

Насосна установка [342] (за авторським свідоцтвом СРСР № 1560807) відноситься до гідросистем з позитивною висотою всмоктування і дозволяє підвищити надійність роботи за рахунок забезпечення швидкодії системи поповнення резервуара повітрям. Схема насосної установки приведена на рис. 5.20.

Насосна установка вміщує встановлений на напірному трубопроводі 1 насос 2 водоповітряний резервуар 3 з системою поповнення його повітрям, при цьому остання вміщує клапан 4 впускання повітря та мембранні гідроприводи 5 і 6, робочі порожнини яких під'єднані до напірного трубопроводу безпосередньо і через двопозиційний керуючий клапан 7 з поплавковим приводом 8. При цьому останній має додаткове сидло 9 з запірним органом 10, робоча порожнина гідроприводу 6, яка сполучена з напірним трубопроводом 1 через двопозиційний клапан 7, сполучена з всмоктувальним трубопроводом 11 насоса 2 через додаткове сидло 9 двопозиційного клапана, а корпус мембранного привода 5, сполученого з напірним трубопроводом 1 безпосередньо, встановлений на виконавчому органі 12 мембранного гідроприводу 6, який сполучений з трубопроводом 1 через двопозиційний керуючий клапан 7.

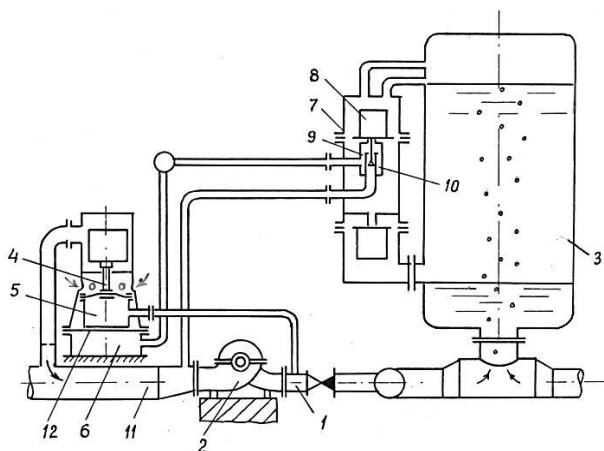


Рис. 5.20. Схема пристрою для поповнення повітрям водоповітряного резервуара

Установка працює наступним чином. Під час роботи насоса 2 він створює тиск в напірному трубопроводі 1 і в водоповітряному резервуарі 3. Поступово відбувається розчинення повітря і зменшення його кількості в резервуарі 3.

При досягненні рівнем води в резервуарі 3 максимального допустимого значення вода заливає внутрішню порожнину клапана 7. Спрацьовує поплавковий привід 8, що призводить до закриттю сіidla 9 запірним органом 10 і відкриттю клапана 7. Вода з резервуара 3 через внутрішню порожнину клапана 7 поступає в робочу порожнину гідроприводу 6. При цьому піднімається його виконавчий орган 12, піджимаючи встановлений на ньому корпус гідроприводу 5. Виконавчий орган гідроприводу 5 також знаходиться в верхньому положенні, оскільки в його робочу порожнину подано тиск з напірного трубопроводу 1. Одночасне спрацювання обох гідроприводів 5 і 6 забезпечує відкриття клапана 5 і впуск повітря з атмосфери у всмоктувальний трубопровід 11. Це повітря, проходячи разом з перекачуванню водою через насос 2 в напірний трубопровід 1, частково виділяється з води і потрапляє в резервуар 3.

Рівень води в останньому поступово падає. При досягненні рівнем води критичної нижньої відмітки спрацьовує поплавко-

вий привід 8, закриваючи клапан 7 і відкриваючи сідло 9. При цьому робоча порожнина гідроприводу 6 від'єднується від резервуара 3 і сполучається зі всмоктувальним трубопроводом 11. Падіння тиску в камері 6 призводить до опускання виконавчого органу 12, а разом з ним і всього гідроприводу 5. Цим досягається закриття клапана 4 і припинення впуску повітря у всмоктувальний трубопровід 11. При наступних підвищеннях рівня води в резервуарі 3 цикл повторюється. Після відключення насоса і зниженні напору у напірному трубопроводі 1 гідропривід 12 приходить в неробочий стан, блокуючи відкриття клапана 4.

Відсутність обмежень до гідравлічних опорів з'єднувальних магістралей дозволяє добирати їх з урахуванням потрібної швидкодії системи автоматичного підтримання рівня води в водоповітряному резервуарі в заданих межах.

5.6. Конструкція стояка гідранта з водоповітряним резервуаром

Стояк гідранта [515] (за авторським свідоцтвом СРСР № 141085), призначений для використання в закритих зрошувальних системах з дощувальними машинами.

Схема стояка гідранта приведена на рис. 5.21. Стояк гідранта вміщує ковпаки 1 і 2 зі стояками 3 і 4. Ковпаки 1 і 2 сполучені з трубопроводом 5 через перфоровані перегородки 6 і 7. Мембранний клапан 8 виконаний з мембраною 9 з кільцем 10, який розташований над верхнім торцем ствола 4, що слугує сідлом 11 клапана 8. Надмембранна порожнина 12 через зворотний клапан 13 сполучена з атмосферою. Клапан 14 виконаний поплавкового типу, його сідлом слугує нижній торець ствола 4. Це сідло перекивається клапаном мембраною 15, що з'єднана з поплавком 16. Ковпаки 1 і 2 сполучені між собою перемичкою 17. Ствол 3 має запірний пристрій 18.

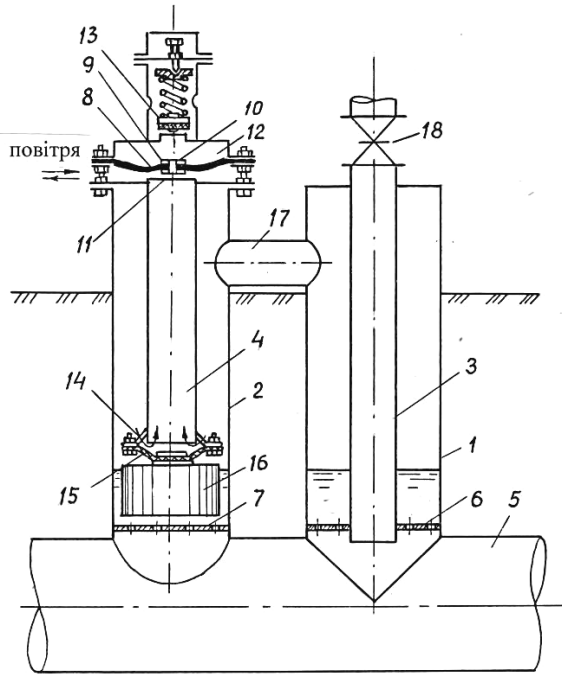


Рис. 5.21. Схема стояка гідранта з водоповітряним резервуаром

Пристрій працює наступним чином. При заповненні напірного трубопроводу 5 водою повітря з нього витісняється в ковпаки 1 і 2. При цьому поплавок 16 знаходиться в нижньому положенні, а ствол 4 заповнений повітрям, крім того, повітря заповнює і надмембранну порожнину 12, при цьому мембрана 9 перекриває сідло 11 клапана 8 впуску-випуску повітря. Клапан 13 закритий.

При підвищенні тиску в трубопроводі 5 більше заданого пружина клапана 13 стискається і клапан 13 відкривається, внаслідок чого, в надмембранній порожнині 12 тиск падає нижче тиску в стволі 4, мембрана 9 піднімається і повітря з трубопроводу 5 скидається в атмосферу. При підвищенні рівня води в ковпаку 2 поплавок 16 піднімається в верхнє положення, мембрана 15 перекриває ствол 4. Починається стискання повітря в колонах 1 і 2. Наявність повітря в колонах зменшує амплітуду коливання тиску при гідравлічних ударах.

При спорожненні трубопроводу тиск в ньому падає і рівень води в ковпаках 1 і 2 понижується. Поплавок 16 і мембрана 15 повертаються в нижнє положення. Якщо тиск в трубопроводі 5 знизиться нижче атмосферного, то такий же тиск встановиться і в над мембранній камері 12. Тоді мембрана 9 підніметься, відкриє клапан 8 і повітря з атмосфери потрапить в ковпаки 1 і 2. Можливість заповнення ковпаків при зниженні тиску в трубопроводі нижче атмосферного, підвищує надійність роботи стояка гідранта при його експлуатації.

5.7. Нові конструкції пристроїв стабілізації динамічних процесів в трубопроводах

В даному підрозділі наведені нові конструкції вдосконалених запірних пристроїв для безударного закриття кінцевої засувки трубопроводу (КЗТ), що можуть застосовуватися для захисту напірних трубопроводів закритих зрошувальних мереж (ЗЗМ) від гідравлічних ударів, які виникають при швидких закриттях засувки. Зокрема, в даному аспекті, головна увага приділяється конструкціям, що спрямовані на попередження появи значних хвиль підвищеного тиску в трубопровідній мережі і не допускають появи гідравлічного удару (ГУ). До переваг таких конструкцій слід віднести, передусім, автоматичність їх роботи в плані недопущення підвищення тиску у трубопровідній мережі понад максимально допустимі. Максимально допустимим вважається тиск в трубопровідній мережі, який відповідає тиску насосного агрегату при його нульовій подачі при спадаючих характеристиках насоса, або максимальному напору насоса при нестабільних характеристиках насоса. Також до переваг такої трубопровідної арматури слід віднести забезпечення високої надійності та ефективної експлуатації трубопроводів ЗЗМ, що виключає виникнення на них аварій з причини появи ГУ. Такі умови експлуатації ЗЗМ дозволяють чітко дотримуватись графіка зрошення сільськогосподарських культур, що в результаті позитивно впливає на їх врожайність. Нижче наведені нові конструкції вдосконалених запірних пристроїв для безударного закриття КЗТ, що захищені правоохоронними документами.

5.7.1. Запірний пристрій [210]

На рис. 5.22 представлений поздовжній переріз запірного пристрою та переріз гідроциліндра і дроселя (Патент на корисну модель. Україна. № 28094 F16K 47/00). Гідропривід засувки містить гідроциліндр 1 з камерами 2 і 3, шток 4, який механічно зв'язаний з поршнем 5 і засувкою 6, що встановлена в напірному трубопроводі 7. Камери 2 і 3 гідроциліндра 1 зв'язані через підвідну та зворотну лінії 8 і 9 з розподільчим пристроєм 10 який у свою чергу з'єднаний зі зливом 11 і напірною лінією 12. На зворотній лінії 9 розміщені дроселі 13 і 14, які приєднані до нижньої камери 3 гідроциліндра 1, причому дросель 13 приєднаний до бокових отворів 15, а дросель 14 до нижнього отвору 16. Нижній отвір 16 призначений для кінцевого спорожнення камери 3, після того як бокові отвори 15 будуть перекриті поршнем 5. Оскільки дроселювання рідини, яка виходить із камери 3, відбувається через дроселі 13 і 14, то діаметр отворів 15 і 16 більший ніж діаметр отворів у дроселях 13 і 14 відповідно. Крім того, пропускна здатність дроселя 13 більша ніж дроселя 14, що забезпечує необхідний закон закриття засувки.

Даний запірний пристрій працює наступним чином. При переключенні розподільчого пристрою 10 в позицію, яка забезпечує закриття засувки 6, вода з напірного трубопроводу 7 по напірній лінії 12, через розподільчий пристрій 10 і підвідну лінію 8 подається в камеру 2 гідроциліндра 1, а камера 3 з'єднується через дроселі 13 і 14 зі зливом 8 через розподільчий пристрій 10 та зворотну лінію 9. Шток 4 гідроциліндра 1 опускається і засувка 6 закривається. Оскільки, при закритті засувки 6 вода, що виходить із камери 3, дроселюється через дроселі 13 і 14, то засувка 6 закривається швидко.

При досягненні поршнем 5 положення, що забезпечує закриття бокових отворів 15, вода виходить лише через отвір 16 і дроселюється через дросель 14, що призводить до повільного закриття засувки 6, оскільки пропускна здатність дроселя 14 менша ніж дроселя 13.

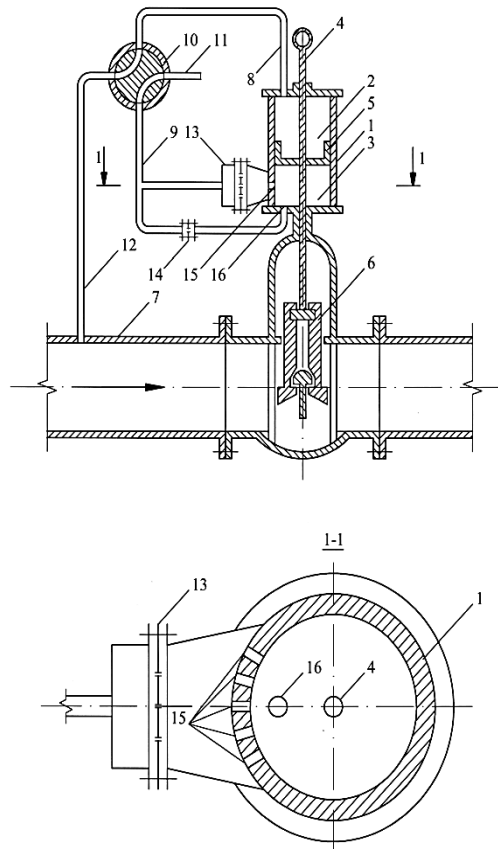


Рис. 5.22. Запірний пристрій: 1 – гідроциліндр; 2 – верхня камера; 3 – нижня камера; 4 – шток; 5 – поршень; 6 – засувка; 7 – напірний трубопровід; 8 – підвідна лінія; 9 – зворотна лінія; 10 – розподільчий пристрій; 11 – злив; 12 – напірна лінія; 13, 14 – дроселі; 15 – бокові отвори; 16 – нижній отвір

Таке комбіноване закриття гідравлічної засувки 6 зменшує гідравлічний удар, що виникає в напірному трубопроводі 7.

При переключенні розподільчого пристрою 10 в позицію, яка забезпечує відкриття засувки 6 відбувається зворотний процес. Вода з напірного трубопроводу 7 по напірній лінії 12, через розподільчий пристрій 10 і зворотну лінію 8 подається спочатку

через дросель 14 в камеру 3 гідроциліндра 1, що забезпечує його початкове відкриття. При досягненні поршнем 5 положення, що відповідає відкриттю бокових отворів 15, вода подається у камеру 3 також і через дросель 13, що призводить до більш швидкого відкриття засувки 6.

До переваг даного запірного пристрою слід віднести, передусім, попередження гідроудару при закритті засувки за рахунок відтворення ефективного закону закриття за рахунок використання в якості гідроприводу гідроциліндра, що виконаний з нижнім і боковими отворами до яких приєднані відповідні дроселі, а також підвищення надійності і стабільності роботи, та спрощення конструкції. Крім того, використання дроселів, які розміщені на зворотній лінії дозволяють змінювати режим закриття засувки за рахунок зміни їх витрато-напірних характеристик.

5.7.2. Пристрій для безударного закриття трубопровідної засувки [169]

На рис. 5.23 представлений поздовжній переріз даного пристрою, переріз одностороннього дроселя та його витрато-напірна характеристика (Деклараційний патент на корисну модель. Україна. № 17130 F16K 47/00). Гідропривід засувки містить гідроциліндр 1 з камерами 2 і 3, шток 4, який механічно зв'язаний з засувкою 5, що встановлена в напірному трубопроводі 6.

Камери 2 і 3 гідроциліндра 1 зв'язані через розподільчий пристрій 7 зі зливом 8 і напірною лінією 9, на якій встановлено односторонній дросель 10 та гідравлічна система управління гідроприводу 11 з напірною лінією 12, причому діаметр напірної лінії 12 більший за напірну лінію 9. Гідравлічна система управління 11 виконана у вигляді запірної мембрани 13 і скидного клапана 14 з відвідною лінією 15. Вхідна камера 16, гідравлічної системи управління 11, підключена до напірного трубопроводу 6 за допомогою напірної лінії 12, а камера управління 17, що обладнана пневматичним елементом 18, з'єднана з напірною вхідною камерою 16 лінією зв'язку 19 через односторонній дросель 20. Дроселя 10 і 20 містять корпус 21 циліндричної форми у якому прорізано ряд паралельних щілин 22, що перекриваються

еластичною мембраною 23 з боковим отвором, робочу камеру 24 та кришку 25.

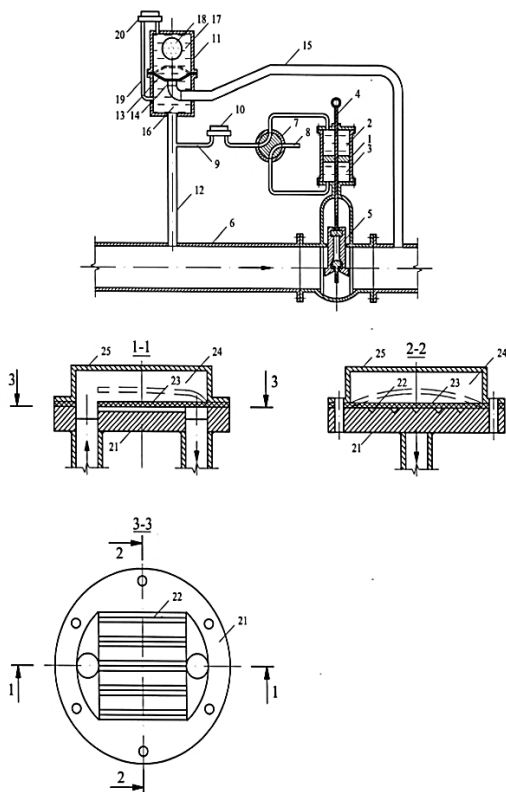


Рис. 5.23. Пристрій для безударного закриття трубопровідної засувки:

1 – гідроциліндр; 2 – верхня камера; 3 – нижня камера; 4 – шток;
5 – засувка; 6 – напірний трубопровід; 7 – розподільчий пристрій;
8 – злив; 9, 12 – напірні лінії; 10, 20 – односторонні дроселі; 11 – гідравлічна система управління гідроприводом; 13 – запірнамембрана;
14 – скидний клапан; 15 – відвідна лінія; 16 – вхідна камера; 17 – камера управління; 18 – пневматичний елемент; 19 – лінія зв'язку; 21 – корпус; 22 – ряд паралельних щілин; 23 – еластична мембрана; 24 – робоча камера; 25 – кришка

Даний гідравлічний пристрій працює наступним чином. При переключенні розподільчого пристрою 7 в позицію, яка забезпечує закриття засувки 5, імпульс підвищеного тиску від напірно-

го трубопроводу 6 по напірним лініям 12 і 9 через односторонній дросель 10 і розподільчий пристрій 7 подається в камеру 2 гідроциліндра 1, камера 3 якого з'єднується зі зливом 8 через розподільчий пристрій 7. Шток 4 гідроциліндра 1 опускається, і засувка 5 закривається. При закритті засувки 5 проходить зменшення витрати рідини, яка проходить через неї, що призводить до підвищення тиску рідини перед засувкою. Імпульс підвищеного тиску передається по лінії зв'язку 19 через односторонній дросель 20 в камеру управління 17 системи управління гідроприводу 11. Необхідне запізнення подачі хвилі підвищеного тиску в камеру управління 17 забезпечується наявністю пружного пневматичного елемента 18 і дроселя 20. У дросель 20 рідина надходить у робочу камеру 24 і через ряд паралельних щілин 22 виходить з нього. При збільшенні тиску у робочій камері 24 настає деформація еластичної мембрани 23, внаслідок чого площа поперечного перерізу щілин зменшується, що викликає зменшення витрати дроселя. При зменшенні тиску рідини в робочій камері 24 відбувається зворотній процес. Таким чином виконується саморегуляція витрати дроселя в залежності від тиску рідини.

При інтенсивному зростанні тиску в напірному трубопроводі 6 дія рідини на запірну мембрану 13, з врахуванням запізнення хвилі тиску, що надходить в камеру управління 17, викликає відкриття скидного клапана 14, і швидке закриття засувки 5 зменшується. Це викликає зменшення тиску в трубопроводі 6 і зменшення перепаду тиску на запірній мембрані 13. При зниженні перепаду до відповідної величини (тиск в камері управління 17 дещо вищий ніж у вхідній камері 16), запірна мембрана 13 закриває скидний клапан 14 і процес закриття засувки продовжується. Таким чином попереджається поява значних хвиль підвищеного тиску в трубопроводах при включенні і виключенні їх із роботи.

До переваг даного пристрою слід віднести, передусім, попередження ГУ при закритті КЗТ, підвищення надійності його роботи, варіантність режимів закриття засувки за рахунок зміни витрато-напірних характеристик односторонніх дроселів та спрощення конструкції. Крім того, слід відмітити можливість самопромивки односторонніх дроселів, що виключає їх забруд-

нення, і як результат позитивно впливає на стабільність їх витрато-напірних характеристик.

5.7.3. Пристрій для безударного закриття засувки [413]

На рис. 5.24 представлений позовжний переріз даного пристрою, перерізи одностороннього дроселя та його витрато-напірна характеристика (Патент на корисну модель. Україна. № 28098 F16K 47/00). Гідропривід засувки містить гідроциліндр 1 з камерами 2 і 3, шток 4, який механічно зв'язаний з засувкою 5, що встановлена в напірному трубопроводі 6. Камери 2 і 3 гідроциліндра 1 зв'язані через розподільчий пристрій 7 зі зливом 8 і напірною лінією 9, на якій встановлено односторонній дросель 10. Дросель 10 містить корпус 11, сидло 12, робочий орган 13 у вигляді циліндричної вставки, по твірній якої прорізано ряд паралельних каналів 14 з можливістю перекриття їх еластичною мембраною 15 і робочу камеру 16.

Пристрій для безударного закриття засувки працює наступним чином. При переключенні розподільчого пристрою 7 в позицію, яка забезпечує закриття засувки 5, вода, що знаходиться під робочим тиском, від напірного трубопроводу 6 по напірній лінії 9 через розподільчий пристрій 7 і односторонній дросель 10 подається в камеру 2 гідроциліндра 1, камера 3 якого з'єднується зі зливом 8 через розподільчий пристрій 7. Шток 4 гідроциліндра 1 опускається, і засувка 5 закривається. При робочому тиску рідини односторонній дросель має максимальну витрату (див. рис. 5.20). При закритті засувки 5 проходить зменшення витрати рідини, яка проходить через неї, що призводить до підвищення тиску рідини в трубопроводі 6. При збільшенні тиску рідини у робочій камері 16 дроселя 10 настає деформація еластичної мембрани 15, внаслідок чого площа поперечного перерізу каналів 14 зменшується, що викликає зменшення пропускної спроможності дроселя і відповідно зменшення швидкості закриття засувки.

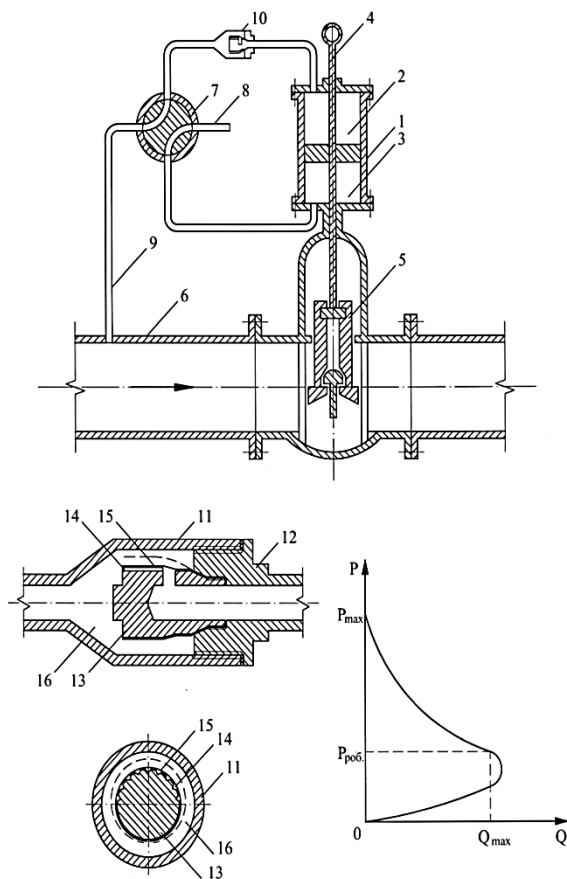


Рис. 5.24. Пристрій для безударного закриття засувки: 1 – гідроциліндр; 2 – верхня камера; 3 – нижня камера; 4 – шток; 5 – засувка; 6 – напірний трубопровід; 7 – розподільчий пристрій; 8 – злив; 9 – напірна лінія; 10 – односторонній дросель; 11 – корпус; 12 – сідло; 13 – робочий орган; 14 – ряд паралельних щілин; 15 – еластична мембрана; 16 – робоча камера

В результаті зменшення швидкості закриття засувки 5, зменшення витрати рідини, яка проходить через неї, відбувається повільніше, що призводить до більш повільного підвищення тиску рідини в трубопроводі 6. В разі досягнення максимального

робочого тиску рідини в трубопроводі 6 і відповідно у робочій камері 16, еластична мембрана 15 перекриває канали 14, внаслідок чого перекривається подача води у камеру 2 гідроциліндра 1. При зупинці закриття засувки 5 витрата рідини, яка проходить через неї стає постійною, що призводить до зменшення тиску рідини в трубопроводі 6. При зменшенні тиску рідини в робочій камері 16 відбувається зворотній процес. Таким чином виконується регулювання витрати дроселя і саморегуляція швидкості закриття засувки в залежності від тиску рідини в напірному трубопроводі та попереджається поява значних хвиль підвищеного тиску в закритій трубопроводній мережі при закритті кінцевої засувки.

До переваг даного пристрою слід віднести, передусім, попередження появи значних хвиль підвищеного тиску в мережі при закритті засувки, за рахунок використання одностороннього дроселя із зворотною (пережимною) витрато-напірною характеристикою. Підвищення надійності роботи за рахунок самопромивки одностороннього дроселя, що виключає його засмічення, і як результат позитивно впливає на стабільність його витрато-напірної характеристики. Крім того, слід відмітити варіантність режимів закриття засувки за рахунок зміни витрато-напірної характеристики одностороннього дроселя та спрощення конструкції в цілому.

5.7.4. Стабілізатори тиску [511]

Для забезпечення надійності роботи трубопроводних зрошувальних мереж запропоновані три нових конструкції стабілізаторів тиску, які захищені патентами на корисні моделі.:

а) Стабілізатор тиску, рис. 5.25 (Патент на корисну модель Україна. № 92422 F16L 55/04).

Розроблена та захищена патентом України конструкція стабілізатора тиску (СТ) включає передкамеру, яка утворена перфорованою частиною трубопроводу і зовнішнім корпусом і камери-демпфери, що приєднані до передкамери патрубками [407]. Робота СТ базується на дисипативній і пружно-деформуючій дії на потік робочого середовища.

Стабілізатор тиску працює наступним чином. При виникнен-

ні в основному трубопроводі хвильових процесів (гідроудари, вимушені коливання і ін.) виникає перетікання рідини через отвори перфорації, що призводить до зміни тиску у камерах-демпферах і стисканню пружних елементів.

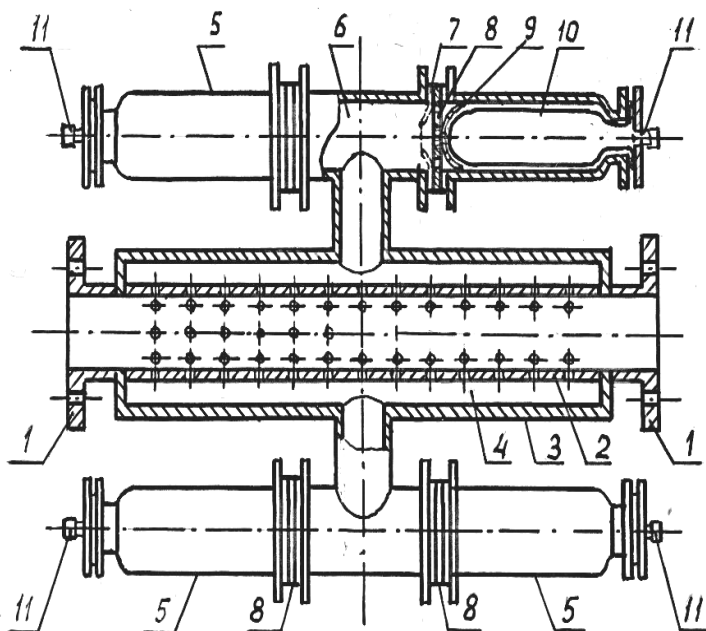


Рис. 5.25. Стабілізатор тиску [511]

1 – приєднувальні фланці, 2 – перфорована частина трубопроводу, 3 – корпус, 4 – передкамера, 5 – демпферні камери, 6 – середня камера, 7 – гнучка діафрагма, 8 – жорстка діафрагма, 9 – перфорована вставка, 10 – еластична роздільна оболонка, 11 – ніпель

В результаті такої послідовної взаємодії рідини з пружними елементами і дисипації енергії на отворах перфорації СТ повністю знижує до безпечного рівня гідроудари, коливання тиску і вібрацію в трубах в динамічному режимі. Запропонована нова конструкція СТ відрізняється від інших наявністю на вході в камери-демпфери диференційних гідравлічних опорів.

б) Стабілізатор тиску, рис. 5.26 [509].

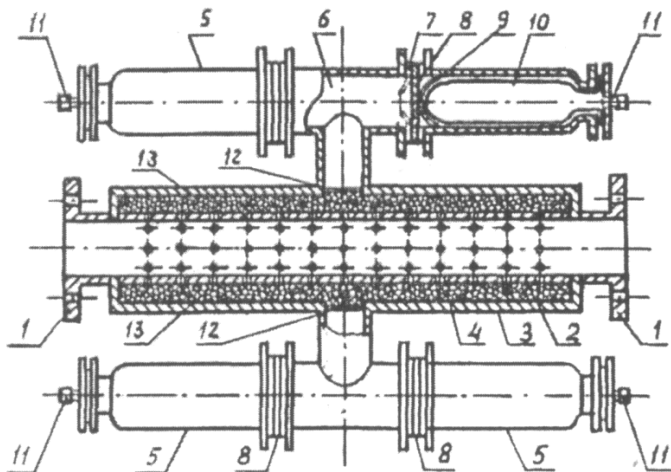


Рис. 5.26. Стабілізатор тиску [403]

Завданням запропонованої корисної моделі (Патент на корисну модель. Україна. № 100773 F16L 55/04) є інтенсифікація дисипативних процесів при наповненні і спорожненні передкамери.

Поставлене завдання досягається тим, що у стабілізаторі тиску передкамера відділена від середньої камери перфорованою перегородкою і заповнена елементами з некородуючого матеріалу з підвищеними дисипативними властивостями і розміри цих елементів перевищують розміри перфорації в стінках передкамери; передкамера заповнена кульками з нержавіючої сталі, титану, скла, кераміки, пластмаси; дрібною галькою або щебенем; стружкою з нержавіючої сталі, титану, пластмаси; тонкими стрічками з металу; нитками з капрону, поліетилену і ін. пластмас; передкамера заповнена гофрованими кільцями з некородуючого металу; рулонами з гофрованого плетіння; спіралями з плетених джгутів; кільцевими елементами з чарунковою структурою; пружними елементами з пробки, пористої гуми, еластичної пластмаси.

Варіація інтенсивності дисипативних процесів досягається за допомогою застосування заповнення передкамери елементами різної форми і розмірів з утворенням порожнин між елементами

складної форми і з різними значеннями гідравлічного опору проходженню потоку рідини через передкамеру.

Пристрій працює наступним чином. При підвищенні тиску в трубопроводі і потраплянні рідини в стабілізатор тиску через отвори перфорованої частини трубопроводу 2 відбувається поступове заповнення простору між елементами 13 в передкамері 4, середньої камери 6 і гідравлічних порожнин демпферних камер 5. При цьому рідина, проходячи центральними дрібними отворами жорсткої діафрагми 8 і через перфорацію вставки 9, заповнює демпферну камеру, стискаючи еластичну оболонку 10, яка заповнена повітрям. При цьому за рахунок дисипації енергії в перфорації і елементах заповнення передкамери і пружності елементів демпферних камер підвищення тиску при гідроударі не перевищує допустимого, якщо гідравлічний опір перфорації і елементів заповнення і об'єм повітря в демпферних камерах відповідають розрахунковим значенням.

При зниженні тиску в магістральному трубопроводі рідина з гідравлічних частин стабілізатора повертається в трубопровід, проходячи перфорацію вставки 9 і всі отвори жорсткого диска 8, тому що гнучка діафрагма під дією зворотного потоку відкриває периферійні отвори, а також рідина проходить між заповнюючими елементами передкамери 4 і через отвори перфорованої частини трубопроводу 2. Гідравлічний опір зазначених елементів при спорожненні камер значно менший ніж при їх наповненні, тому падіння тиску в демпферних камерах відбувається швидко і розриву суцільності потоку в трубопроводі не спостерігається.

Така послідовна взаємодія рідини з пружними і дисипативними елементами стабілізатора дозволяє при невеликих масогабаритних характеристиках досягати високої ефективності роботи пристрою.

в) Стабілізатор тиску, рис. 5.27 [510].

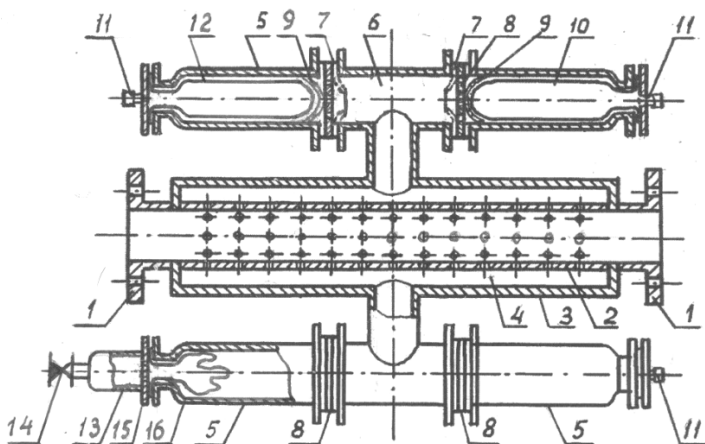


Рис. 5.27. Стабілізатор тиску [404]

Завданням запропонованої корисної моделі (Патент на корисну модель. Україна. № 101407 F16L 55/04) є забезпечення ефективної роботи частини демпферних камер на протяжії провалів тиску в трубопроводі.

Поставлене завдання досягається тим, що стабілізатор тиску містить ділянку магістрального перфорованого трубопроводу з приєднувальними фланцями і перфорованою частиною; охоплюючи передкамеру з винесеними за її межі середніми камерами і демпферними камерами з обмежувачами переміщень пружних елементів, виконаних в вигляді напівсферичної перфорованої вставки, і пружні елементи виконані в вигляді еластичної камери, яка приєднана до кришки демпферної камери і заповнена повітрям через спеціальний ніпельний пристрій, а гідравлічна частина демпферної камери з'єднана з середньою камерою пристроєм диференційного гідравлічного опору, який включає дві діафрагми: одну еластичну з боку середньої камери з центральним отвором і другу – жорстку з малими отворами проти центрального отвору еластичної діафрагми і більшими отворами на периферійній частині жорсткої діафрагми, останні перекриваються еластичною діафрагмою при заповненні демпферних

камер і у стабілізаторі тиску застосовано три типи демпферних камер: перший тип – включає еластичні камери, заповнені попередньо повітрям при розрахунковому тиску; другий тип включає еластичні камери, заповнені попередньо повітрям при атмосферному тиску; і третій тип має додаткові повітряні камери зі зворотними клапанами замість ніпельних пристроїв, роздільні перфоровані перегородки і еластичні камери, які не заповнені попередньо повітрям і знаходяться на початку перехідного процесу в стиснутому стані.

5.7.5. Односторонні дроселі

Односторонній дросель для протиударного пристрою (Патент на корисну модель .Україна. № 102559 F16K 47/00. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.11.2015 Бюл. № 21).

Односторонній дросель містить еластичну мембрану, яка спирається на сідло, рис. 5.28. Односторонній дросель являє собою сідло 1 з радіальними канавками 2, які виконані плоскими; мембранний еластичний клапан 3; отвори 4 в сідлі за канавками, розташовані в периферійній частині. Мембранний клапан 3 з центральним отвором 5 при дроселюванні потоку прикриває радіальні канавки 2 і перекриває отвори 4 в периферійній частині сідла 1.

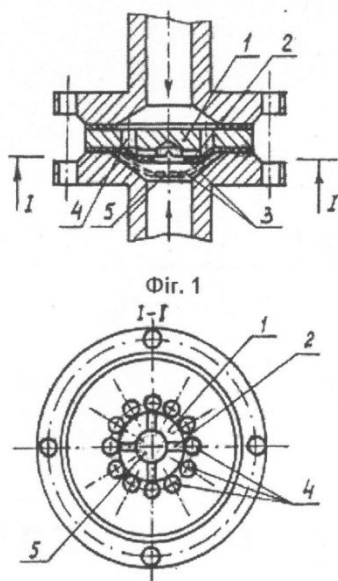


Рис. 5.28. Односторонній дросель

Односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбува-

ється при проходженні потоку рідини через прикриті радіальні канавки 2 і далі через периферійні отвори 4 сідла 1. При зростанні перепаду тиску витрати потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу трикутник радіальних канавок 2 при перекритті їх робочим тілом мембранного клапана 3. Можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск приведене до повного перекриття радіальних канавок 2 і протікання потоку припиняється, як і припиняється при цьому процес дроселювання.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що мембранний клапан 3 зворотним потоком відхиляється від радіальних канавок 2 і рідина з меншим гідравлічним опором проходить через пристрій, а саме через периферійні отвори 4 сідла 1 і центральний отвір 5 мембранного клапана 3.

Характеристики дроселювання потоку залежить від глибини радіальних канавок 2, їх довжини, товщини і еластичності мембранного клапана 3, а також від кількості радіальних канавок 2, яка може змінюватися від однієї до дванадцяти.

Взагалі будь-який клапан з канавками (каналами), які перекриваються еластичною мембраною допустимо розраховувати за методикою [76, формули (1)-(6) і графіки рис. 3].

Розрахунок одностороннього дроселя

Витрата, $\text{м}^3/\text{с}$, що проходить через дросель при заповненні верхньої камери гідроциліндра при режимі закриття засувки становить:

$$Q = V_3 \omega_q, \quad (5.11)$$

де V_3 – швидкість закриття засувки, $\text{м}/\text{с}$;

ω_q – площа поперечного перерізу циліндра, м^2 .

Витрату, яку необхідно пропустити через дросель при напорі ΔH визначаємо за формулою:

$$Q = \mu \omega_{\text{др}} \sqrt{2g\Delta H}, \quad (5.12)$$

де μ – коефіцієнт витрати дроселя, $\mu = 0,6$ в першому наближенні, в подальшому уточнюється згідно методики [470].

З формули (3.2) знаходимо:

$$\omega_{\partial p} = \frac{Q}{\mu \sqrt{2g\Delta H}}. \quad (5.13)$$

Приймаємо n канавок трикутної форми з прямим кутом при вершині, тоді катети даного рівнобедреного трикутника, m визначаються за формулою:

$$a = \sqrt{\frac{2\omega_{\partial p}}{n}}, \quad (5.14)$$

а гіпотенуза, m , становить:

$$b = \sqrt{2a^2} = a\sqrt{2}. \quad (5.15)$$

Відстань між канавками приймаємо в межах $l \geq (2 \dots b/2)$ мм.

Приклад розрахунку

Вихідні дані:

Діаметр засувки $D_3 = 0,1$ м

Діаметр циліндра $D_u = 0,15$ м;

Час закриття засувки $t = 10$ с;

Перепад напору на дроселі $\Delta H = 3$ м.

Приймаємо найбільшу швидкість закриття засувки

$$V_3 = D_3 / t = 0,1/10 = 0,01 \text{ м/с.}$$

Площа поперечного перерізу гідроциліндра

$$\omega_u = \pi D_u^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,15^2 / 4 = 0,01766 \text{ м}^2.$$

Згідно формул (5.11)-(5.15)

$$Q = 0,01 \cdot 1,766 \cdot 10^{-2} = 1,766 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$\omega_{\partial p} = \frac{1,766 \cdot 10^{-4}}{0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3}} = 3,84 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Приймаємо 4 канавки.

$$a = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,84 \cdot 10^{-5}}{4}} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,4 \text{ мм};$$

$$b = 4,4 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{2} = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 6,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо відстань між канавками $l = 2$ мм.

Таким чином, наведені матеріали дозволяють обирати тип і визначати конструктивні розміри односторонніх (диференційних) дроселів, які забезпечать необхідний гідравлічний опір у вузлах протиударних клапанів або стабілізаторів тиску.

Односторонній дросель для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 125618 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.05.2018. Бюл. № 9) містить корпус, кришку корпусу, робочий орган з поздовжніми трикутними канавками і еластичний рукав, рис. 5.29-5.31.

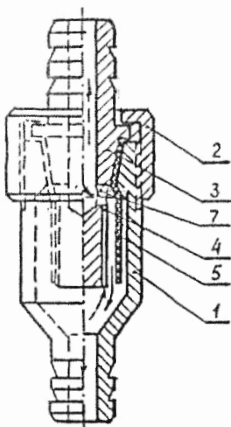


Рис. 5.29. Схема одностороннього дроселя з еластичним рукавом

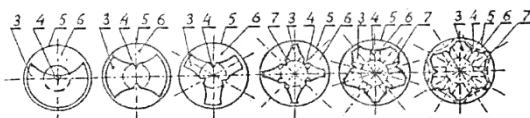


Рис 5.30. Поперечні перерізи різних варіантів робочого органу одностороннього дроселя

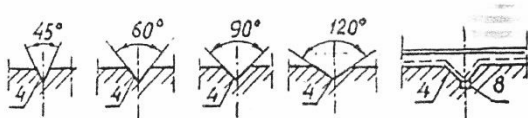


Рис. 5.31. Різні форми трикутних канавок

Односторонній дросель мстить корпус 1, кришку корпуса 2, робочий орган 3 з поздовжніми трикутними канавками 4 і еластичний рукав 5, який перекриває ці канавки, причому канавки розташовані по центру заглиблень 6, які виконані криволінійними з радіусом, що дорівнює радіусу рукава, і в кінці кожної канавки просвердлено отвір 7, який з'єднує канавку з вихідною частиною робочого органа.

Для розширення діапазону пропускної здатності пристрою при дроселюванні потоку можливо змінювати не тільки кількість заглиблень і трикутних канавок від однієї до шести, але й форму цих канавок змінюючи кут розкриття канавки. Крім того при необхідності попередження повного перекриття дросельованого потоку рідини еластичним рукавом знизу канавок виконується прямокутний виріз 8 заданого поперечного перерізу, рис. 5.31. На фіг. 2 суцільною лінією показаний рукав 5 при зворотній течії потоку, а пунктирною лінією положення еластичного рукава при прямій течії потоку, коли він перекриває дросельні канавки 4.

Односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні потоку рідини через прикриті трикутні канавки 4 і далі через кінцеві отвори 7 робочого органа 3 в вихідну частину. При зростанні перепаду тиску витрата потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу трикутних канавок 4 при перетисканні їх еластичним рукавом 5. Якщо відсутні прямокутні вирізи 8, можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск приведе до повного перекриття трикутних канавок 4 і протікання потоку припиниться, як і припиниться при цьому процес дроселювання.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що еластичний рукав 5 зворотним потоком відхиляється від трикутних канавок 4 і заглиблень 6, тому рідина з меншим гідравлічним опором проходить через пристрій, а саме через отвори 7 і центральний отвір корпусу 1.

Характеристики дроселювання потоку залежать від глибини трикутних канавок 4, їх форми і довжини, товщини і еластично-

сті мембранного рукава 5, а також від кількості радіальних канавок 4, яка може змінюватися практично від однієї до шести.

Запропонований пристрій малогабаритний і більш зручний в експлуатації тому, що забезпечує значно збільшений зворотній потік рідини і ефективне промивання канавок.

Спиральний односторонній дросель для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 126868 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.07.2018. Бюл. № 13) містить корпус з вихідним штуцером, робочий орган зі спіральними канавками і напрямним елементом, кришку корпусу з вхідним штуцером і обмежувачем переміщення робочого органа і еластичну прокладку з центральним отвором, рис. 5.32.

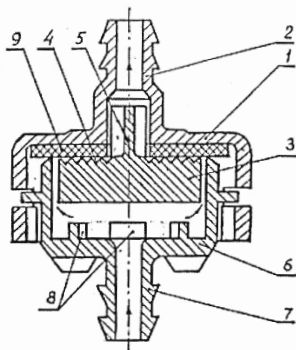


Рис. 5.32. Поздовжній переріз спірального одностороннього дроселя

Спиральний односторонній дросель являє собою корпус 1 з вихідним штуцером 2, робочий орган 3 з спіральними канавками 4 і напрямним елементом 5, кришку корпусу 6 з вхідним штуцером 7 і обмежувачем переміщення 8 робочого органа 3, і еластичну ущільнюючу прокладку 9 з центральним отвором. Робочий орган дроселя з спіральними канавками може бути виконаний з пластика.

Спиральний односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні прямого потоку рідини через спіральні канавки 4 піднятого прямим потоком робочого ор-

гана 3 і далі через напрямний елемент 5 у вихідний штуцер 2 корпусу 1. Гідравлічний опір прямому потоку складається з місцевих опорів і опору за рахунок гідравлічного тертя по довжині спіральних канавок. При зростанні перепаду тиску витрата потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу спіральних канавок 4 при притисканні їх до еластичної ущільнюючої прокладки 9. Можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск приведе до повного перекриття спіральних канавок 4 і протікання потоку припиниться, як і припиниться при цьому процес дроселювання.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що робочий орган 3 опускається і опирається на обмежувачі переміщення 8 робочого органа 3, а зворотний потік вільно проходить над робочим органом 3, промиваючи його спіральні канавки від забруднень, і далі під робочим органом виходить у вхідний штуцер 7.

Характеристики дроселювання потоку залежать від глибини і форми спіральних канавок 4, їх довжини, товщини і еластичності ущільнюючої прокладки 9, а також від кількості спіральних канавок 4, яка може змінюватися від однієї до трьох. Тобто можливо використовувати спіраль з одним, двома або трьома входами, що призводить до розширення можливого діапазону пропускної здатності пристрою в робочому дросельному режимі.

Запропонований пристрій простий в виготовленні і більш ефективний в експлуатації тому, що дозволяє при дроселюванні потоку використовувати втрати напору по довжині спіральних канавок.

Регульований односторонній дросель для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 126869 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.07.2018. Бюл. № 13) містить корпус з вхідним штуцером, кришку корпусу з вихідним штуцером, еластичну прокладку і робочий орган з дросельними канавками, рис. 5.33-5.38.

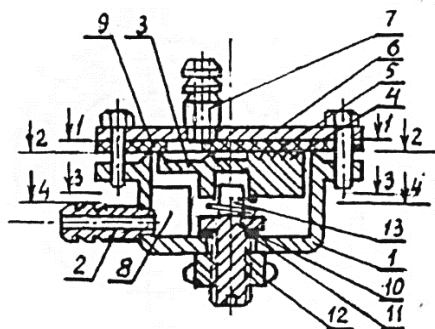


Рис. 5.33. Поздовжній переріз регульованого одностороннього дроселя

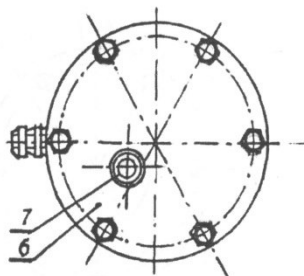


Рис. 5.34. Вигляд зверху на кришку дроселя

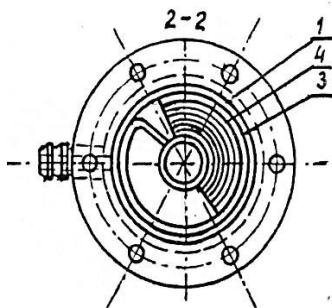


Рис. 5.35. Поперечний переріз дроселя площиною між прокладкою і робочим органом

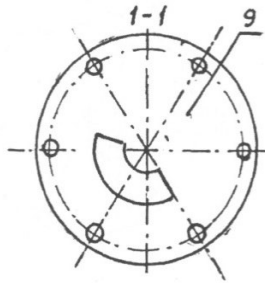


Рис. 5.36. Вид прокладки з отвором

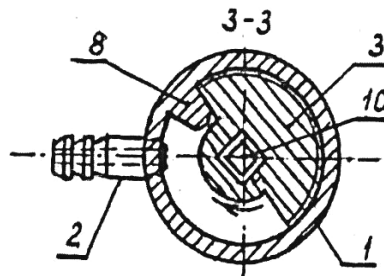


Рис. 5.37. Поперечний переріз робочого органа

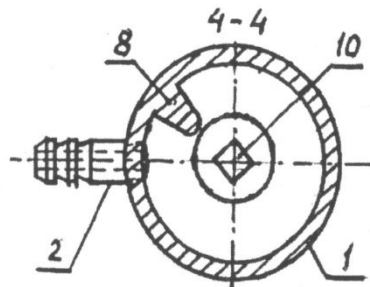


Рис. 5.38. Вид зверху напрямного елемента

Регульований односторонній дросель вміщує корпус 1 з входним штуцером 2, робочий орган 3 з концентричними канавками 4 і напрямним квадратним вертикальним отвором 5, кришку 6 корпусу 1 з вихідним штуцером 7, обмежувач повороту робочого органа 8, і еластичну ущільнюючу прокладку 9 з фігурним

отвором, напрямний елемент 10 з прокладкою 11 і фіксуючою гайкою 12; пружину 13, яка підтримує робочий орган 3 в верхньому положенні.

Регульований односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні прямого потоку рідини через концентричні канавки 4 притиснутого до еластичної прокладки 9 прямим потоком робочого органа 3 і далі через фігурний отвір в прокладці 9 у вихідний штуцер 7 кришки 6 корпусу 1. Гідравлічний опір прямому потоку складається з місцевих опорів і опору за рахунок гідравлічного тертя по довжині концентричних канавок. При зростанні перепаду тиску витрата потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу концентричних канавок 4 при притисканні їх до еластичної прокладки 9. Можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск приведе до повного перекриття концентричних канавок 4 і протікання потоку припиниться, як і припиниться при цьому процес дроселювання. Для регулювання пропускної здатності дроселя при прямій течії необхідно ослабити фіксуючу гайку 12, повернути напрямний елемент 10 в нове положення і зафіксувати це положення, затягнувши гайку 12. Зміна положення робочого органа 3 при його повертанні від мінімального до максимального дроселювання визначається обмежувачем повертання 8.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що робочий орган 3, стискаючи пружину 13, опускається і опирається на напрямний елемент 10, а зворотний потік вільно проходить над робочим органом 3, промиваючи його концентричні канавки 4 від забруднень, і далі під робочим органом 3 виходить у вхідний штуцер 2.

Характеристики дроселювання потоку залежать від глибини і форми концентричних канавок 4, їх довжини, товщини і еластичності ущільнюючої прокладки 9, а також від кількості концентричних канавок 4. При зміні положення робочого органа 3 відносно еластичної прокладки 9 змінюється і працююча довжина концентричних канавок, що суттєво розширює діапазон зміни пропускної здатності дроселя при прямій течії рідини.

Запропонований пристрій простий в виготовленні і більш ефективний в експлуатації тому, що дозволяє при дроселюванні потоку використовувати втрати напору по довжині концентричних канавок.

Односторонній дросель гідравлічної дії для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 126867 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю., Тирик М. І. Опубл. 10.07.2018. Бюл. № 13) містить корпус, кришку корпуса і робочий орган з робочою звуженою частиною, рис. 5.39-5.40.

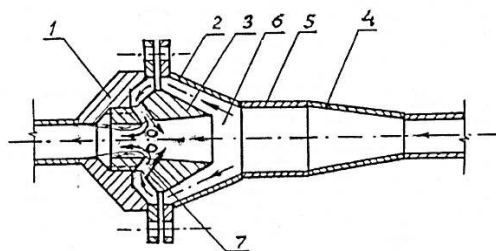


Рис 5.39. Поздовжній переріз дроселя з проходженням прямого потоку

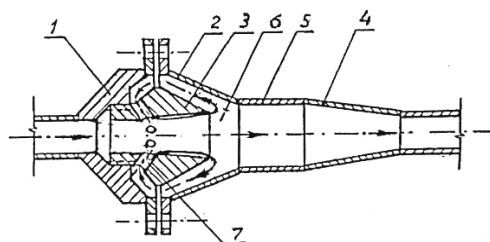


Рис. 5.40. Поздовжній переріз дроселя з проходженням зворотного потоку

Односторонній дросель гідравлічної дії містить корпус 1, кришку корпуса 2 і робочий орган 3 з робочою звуженою частиною, до якої на зустріч основному потоку під гострим кутом підводиться збурюючий потік, причому кришка корпуса складається з дифузора 4, циліндричної стабілізуючої частини 5 і камери розгалуження потоків 6, а робочий орган виконаний з кільцевим рядом круглих отворів 7, які розташовані під гострим

кутом назустріч до основного, прямого потоку і забезпечують проходження збурюючого потоку в зазначеному напрямі.

Односторонній дросель гідравлічної дії працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні прямого потоку рідини, рис. 5.39, через дифузор 4 кришки корпусу 2 і циліндричну стабілізуючу частину 5 до камери розгалуження потоку 6, після якої частина потоку іде прямолінійно через центральний отвір, а друга частина, оминаючи робочий орган, утворює збурюючі струмені, що проходять через кільцевий ряд круглих отворів 7 під гострим кутом до осі дроселя назустріч частині прямого потоку і забезпечує співударяння потоків. При цьому живий перебіг струменя прямого потоку значно зменшується, що забезпечує підвищення гідравлічного опору прямому потоку без використання стороннього джерела енергії. При зростанні перепаду тиску швидкості потоків зростають і ефект співударяння потоків підсилюється.

При проходженні зворотного потоку, рис. 5.40, гідравлічний опір незначний, тому що плавний перехід через дифузор робочого органа, циліндричну стабілізуючу частину 5 і конфузор 4 має невеликий гідравлічний опір, а вторинна циркуляційна течія навколо робочого органу 3 не призводить до суттєвого стискання потоку.

Запропонований пристрій більш надійний в експлуатації тому, що забезпечує односторонню роботу дроселя за рахунок гідравлічних особливостей проходження потоків і не містить елементів з механічним переміщенням.

режим роботи; який включає самопливне потрапляння води з бака 3 ємністю 50 м^3 в бак 2. Напірний сталевий трубопровід діаметром 45 мм в цьому випадку має довжину 201 м. Він укладений у вигляді прямокутної спіралі і має 17 поворотів під кутом 90° . Статичний напір, який витрачається на подолання гідравлічних втрат в трубопроводі, складає 7,1 м і забезпечує початкову швидкість води в трубопроводі $v_0 = 1,07 \text{ м/с}$.

У другому режимі роботи установки, коли засувка 13 закрита, а засувка 12 відкрита, вода за допомогою насоса К-45/55 (ЗК-6) з діаметром робочого колеса 198 мм і швидкістю обертання вала 2900 об/хв. Подавалася по замкнутій схемі через той же напірний трубопровід з бака 1 в бак 2. Робоча довжина напірного трубопроводу в цьому випадку складає 240 м. Відстань між тензодатчиками тиску за трубопроводом становить 235 м. В початковому режимі роботи насос розвиває напір 48 м при подачі $0,00414 \text{ м}^3/\text{с}$. Швидкість початкового руху води становить 2,61 м/с. При статичному напорі 1м, втрати на гідравлічний опір в цьому режимі дорівнюють 47 м.

Вимірювання коливань тисків води в трубопроводі здійснювалася тензодатчиками ТДД, які попередньо підлягали статичному таруванню за допомогою поршневого насоса і зразкового манометра з границею вимірювань 100 кГс/см^2 . Сигнали від тензометричних датчиків тиску підсилювалися тензостанцією 8 АНЧ-7М і записувалися світлопроменевим осцилографом Н-041 з блоком живлення П-001. Гідравлічні удари викликалися швидким закриттям кінцевого коркового крана 5. Досліди проводилися з записом тисків одним і двома датчиками, з гасником і без нього. Результати деяких дослідів приведені на рис. 6.2 і рис. 6.3.

Для проведення дослідів був виготовлений лабораторний зразок гасника гідравлічних ударів за авторським свідоцтвом СРСР № 723267 [88]. Діаметр сидла гасника $d_r = 20 \text{ мм}$, діаметр защемлення діафрагми 60 мм, діаметр пружної сфери з повітрям в камері протитиску 75 мм.

Швидкість хвилі гідравлічного удару в дослідах прийнята $a = 1340 \text{ м/с}$.

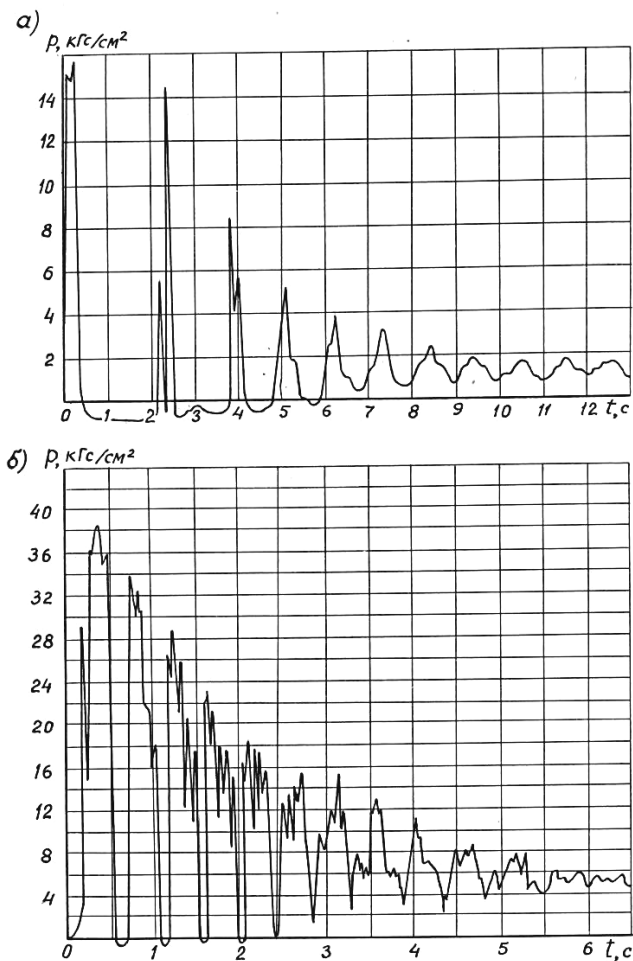
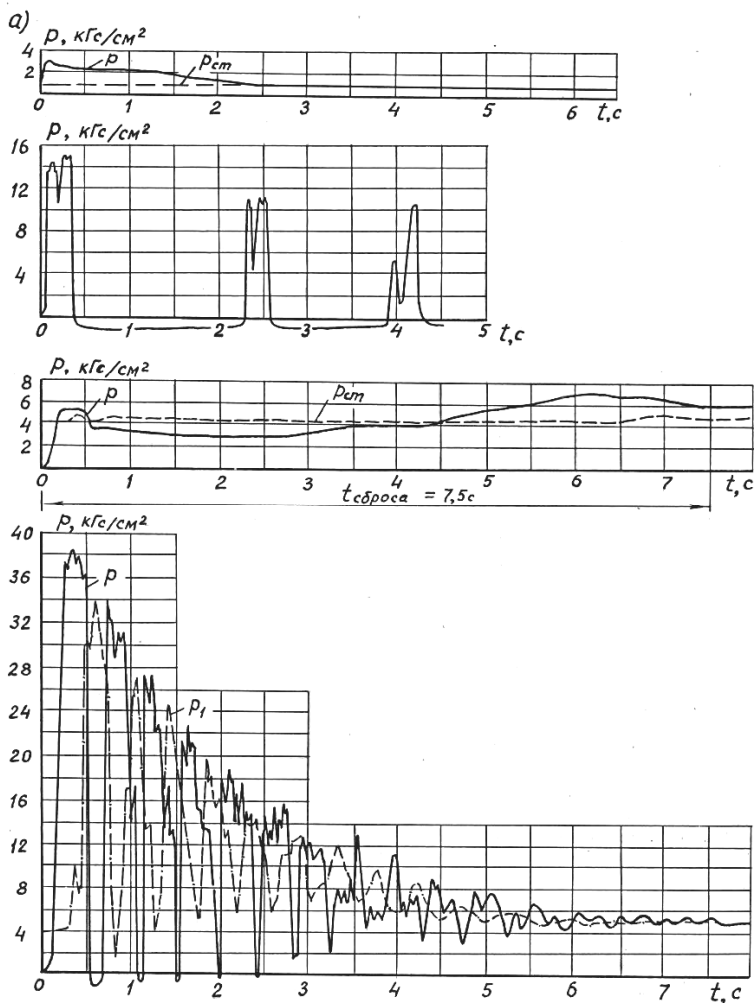


Рис. 6.2. Графіки зміни тиску в трубопроводі перед кінцевим краном:
а) дослід 1.2; б) дослід 1.4

Пізніше на тій же установці були виконані дослідження гідравлічного удару з встановленням у коркового крану спеціального тензодатчика, який вимірював вакуум. Результати досліджень приведені на рис 6.4-6.9 і в таблиці 6.1.



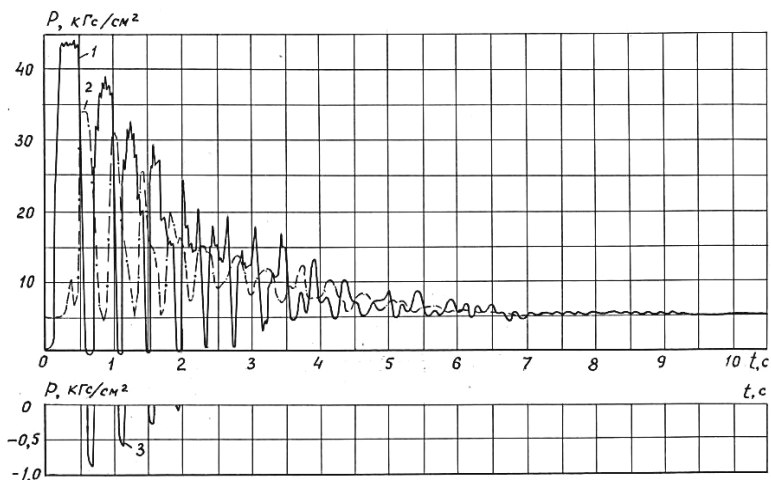


Рис. 6.4. Графіки зміни тиску при гідравлічному ударі в досліді 7.14:
 1 – кінець трубопроводу (Д 200); 2 – початок трубопроводу (Д-25);
 3 – вакуум в кінці трубопроводу (ДВ)

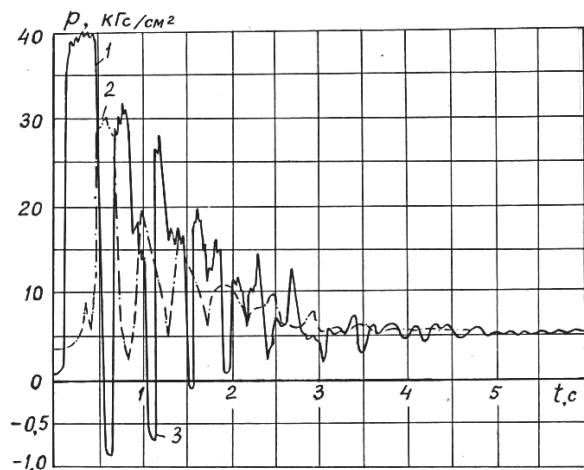


Рис. 6.5. Графіки зміни тиску при гідравлічному ударі в досліді 7.15:
 1 – кінець трубопроводу (Д 200); 2 – початок трубопроводу (Д-25);
 3 – вакуум в кінці трубопроводу (ДВ)

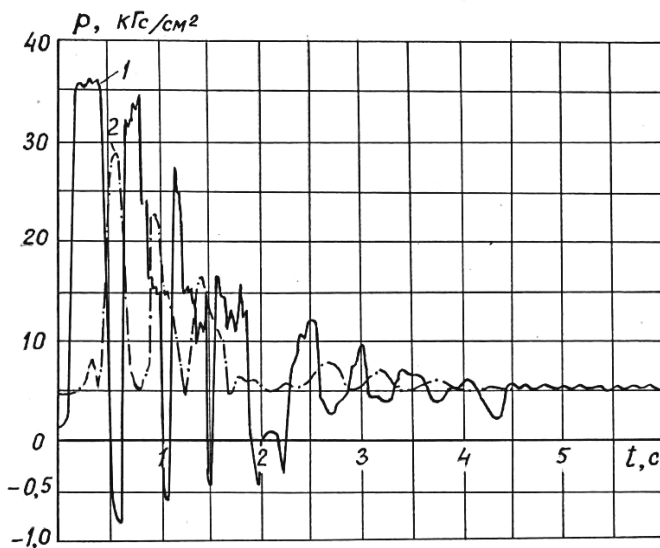


Рис. 6.6. Графіки зміни тиску при гідравлічному ударі в досліді 7.16:
 1 – кінець трубопроводу (Д 200); 2 – початок трубопроводу (Д-25);
 3 – вакуум в кінці трубопроводу (ДВ)

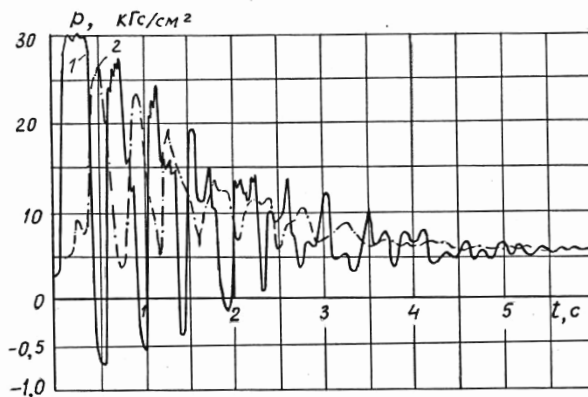


Рис. 6.7. Графіки зміни тиску при гідравлічному ударі в досліді 7.17:
 1 – кінець трубопроводу (Д 200); 2 – початок трубопроводу (Д-25);
 3 – вакуум в кінці трубопроводу (ДВ)

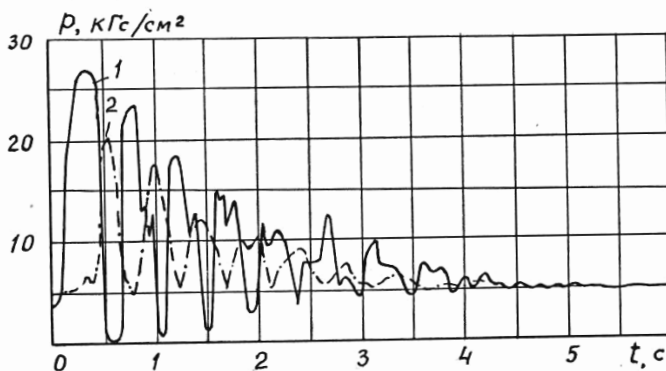


Рис. 6.8. Графіки зміни тиску при гідравлічному ударі в досліді 7.18:
1 – кінець трубопроводу (Д 200); 2 – початок трубопроводу (Д-25);
3 – вакуум в кінці трубопроводу (ДВ)

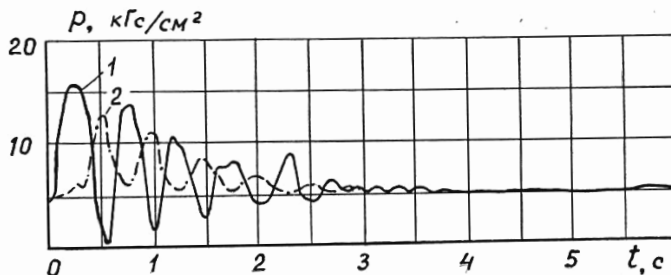


Рис. 6.9. Графіки зміни тиску при гідравлічному ударі в досліді 7.19:
1 – кінець трубопроводу (Д 200); 2 – початок трубопроводу (Д-25);
3 – вакуум в кінці трубопроводу (ДВ)

Результати досліджень показують, що максимальний напір в першій фазі прямого гідравлічного удару можна визначати за формулою Н. Е. Жуковського з урахуванням відновлення напору, який витрачається на тертя, за пропозицією В. І Блохіна [40].

$$H_y = H_T + \frac{av}{g} + \frac{\sqrt{2}}{2} H_{mp}. \quad (6.1)$$

Попарне проведення дослідів дозволяє оцінити не тільки небезпеку виникнення прямого гідравлічного удару, але й ефективність роботи гасників в конкретних умовах.

Таблиця 6.1

Таблиця результатів дослідження гідравлічного удару в
одноритковому трубопроводі при закритті кінцевого крана

Номер дослід-ду	Наяв-ність гасника: + з гасником; -без гасника	Витрата Q , л/с	Початкова швидкість v_o , м/с	Максимальний напір		Відхилення $H_y^{on} - H_y$, м	% відхилення
				За дослідом H_y^{on} , м	За формулою (6.1) H_y , м		
1.1	+	1,7	1,07	30	152	-122	-80
1.2	-	1,7	1,07	160	152	-8	-5
1.3	+	4,1	2,61	65	391	-326	-83
1.4	-	4,1	2,61	390	391	1	0,26
1.5	-	4,1	2,61	390	391	1	0,26
1.6	+	4,1	2,61	68	391	-323	-82,6
1.7	-	4,1	2,61	390	391	1	0,26
1.8	-	1,68	1,07	150	152	-2	-1,3
7.14	-	4,55	2,61	440	435	4,97	1,1
7.15	-	4,00	2,53	400	380,6	19,4	4,8
7.16	-	3,40	2,15	360	332	28	7,7
7.17	-	3,00	1,89	300	298,6	1,4	0,46
7.18	-	2,45	1,55	265	254,6	10,4	3,9
7.19	-	1,30	0,82	155	159	-4,0	-2,6
8.7	-	4,00	2,53	390	380,1	9,9	2,5
8.8	-	3,50	2,22	370	346,3	23,7	6,4
8.9	-	2,75	1,74	310	279,5	30,5	9,8
8.10	-	2,05	1,30	235	221,6	13,4	5,6
9.2	-	4,00	2,53	390	380	10	2,5

За даними табл. 6.1 гасник в умовах лабораторної установки успішно гасить гідравлічні удари, зменшуючи на 80% можливе підвищення тиску.

6.2. Експериментальні дослідження гасника гідравлічних ударів ГВД-80

Дослідження гасника ГВД-80 проводилися на лабораторній установці, схема якої приведена на рис. 6.10.

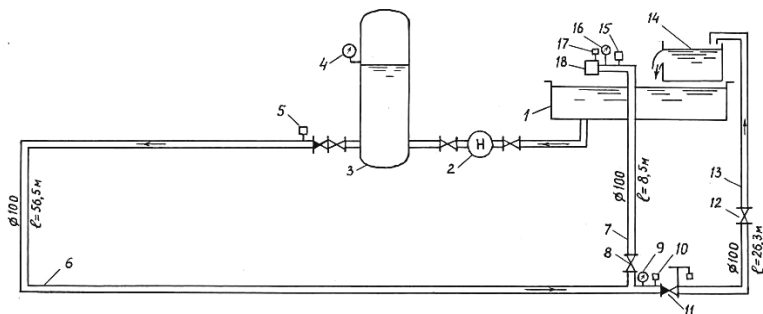


Рис. 6.10. Схема лабораторної установки для дослідження гасника гідравлічного удару КВД-80

Вода з бака 1 насосом 2 марки К-90/85 (4К-6) нагніталася в водоповітряний резервуар 3 ємністю 6 м³. Потім сталевим трубопроводом 6 діаметром 100 мм і довжиною 56,5 м вода потрапляє до зворотного клапана 11 з ваговим пристроєм. Клапан 11 призначений для швидкого закриття і створення прямого гідравлічного удару. Від клапана 11 вода трубопроводом 13 діаметром 100 мм потрапляє в бак 14 з мірним трикутним водозливом.

Перед зворотним клапаном 11 підключається скидний трубопровід 7 діаметром 100 мм і довжиною 6,5 м, в кінці якого встановлюється гасник 18. Для вимірювання тиску при усталеній течії води використовувалися зразкові манометри 4, 9, 16. При неусталеній течії зміни тиску записувалися за допомогою тензодатчиків 5, 10, 15, 17 на фото стрічку осцилографом типу К 12-22 з тензопідсилювачем «Топаз-1».

Досліджування проводилися для двох випадків. В першому випадку при закритті засувці 8 досліджувався прямий гідравлічний удар в одонитковому водоводі. В другому випадку при відкритті засувці 8 в момент виникнення гідравлічного удару потік напрямлявся до гасника 18 через трубопровід 7. Досліди проводилися прирізних витратах. Напір в системі регулювався за допомогою засувки 12, яка встановлена на трубопроводі 13.

Як показали дослідження гідравлічного удару без гасника, максимальне підвищення напору в трубопроводі досягає значення, що відповідає формулі М.Є. Жуковського

$$\Delta H_y = \frac{av}{g}, \quad (6.2)$$

де швидкість розповсюдження ударної хвилі в трубопроводі $a = 1080$ м/с.

Максимальне підвищення тиску при створенні гідравлічного удару з використанням гасника ΔH_I в водоводі перед клапаном 11 порівнювалося з ΔH_y при прямому гідравлічному ударі. Ефективність роботи гасника визначалася за формулою

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\Delta H_y - \Delta H_I}{\Delta H_y} \cdot 100 \%. \quad (6.3)$$

В 22-ій серії було проведено 26 дослідів. В дослідях 14-23 вивчалася робота гасника з розміщеними в камері протитиску пробковими циліндрами, які мали діаметр 20 мм і висоту 34 мм. Передбачалося, що вони збільшать загальну пружність в камері протитиску і діафрагми швидше відкриються при дії ударного тиску. Проте отримана ефективність роботи гасника в цих умовах заперечила дані припущення. Досліди 24-26 проведені при відключеному гаснику. Ці досліді підтвердили, що швидкість ударної хвилі в цій установці дорівнює $a = 1080$ м/с.

Дослідні дані в результаті обробки осцилограм 22-ої серії представлені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Експериментальні дані і результати обробки 22 серії дослідів

№ до-слідів	Тиск до створення гідравлічного удару, кГс/см^2			Витрата трубопро-воду перед гасником Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Швидкість руху води в трубоп-роводі перед гідравліч-ним уда-ром v , м/с	Максимальний тиск при створенні гідравлічного удару перед клапаном кГс/см^2		Максимальне підвищення напору при створенні гідравлічного удару перед клапаном, м		Ефек-тив-ність роботи гасника η , %
	В водо-воді перед клапа-ном, p_1	Перед гасником p_2	В во-доводі перед ВПР, p			В водоводі перед клапа-ном $p_{1\text{-max}}$	Перед гасником $p_{2\text{-max}}$	З викорис-тання гас-ника, ΔH_1	Без викорис-тання гас-ника, ΔH_y	
1	6,43	6,25	7,5	0,0205	2,61	16,57	19,84	101,4	287,3	64,7
3	2,9	2,9	3,2	0,0135	1,73	8,91	7,93	60,1	190,5	68,5
4	4,68	4,68	5,5	0,0171	2,18	12,39	12,8	77,1	240,0	67,9
5	5,1	5,1	5,95	0,0180	2,29	14,07	14,32	89,7	252,1	89,7
6	2,73	2,73	4,0	0,0222	2,83	8,74	14,07	60,1	311,6	80,7
7	3,6	3,6	5,1	0,0246	3,13	15,69	15,75	120,9	344,6	64,9
8	4,0	4,0	5,7	0,0260	3,31	17,69	18,65	136,5	364,4	62,5
9	1,23	1,23	2,5	0,0220	2,80	9,61	9,78	83,8	308,3	72,8
10	2,0	2,0	4,05	0,0291	3,71	14,87	12,8	128,7	408,4	68,5
11	2,25	2,25	4,06	0,0308	3,92	16,68	13,95	144,3	431,6	66,6
12	1,2	1,2	3,705	0,0319	4,06	14,85	13,12	136,5	447,0	69,5
13	1,3	1,3	4,0	0,0330	4,20	15,61	13,9	143,1	462,4	69,1
14	2,2	2,2	2,65	0,0136	1,73	9,8	8,25	76,0	190,5	60,1
15	4,13	4,13	5,05	0,0181	2,30	14,39	11,64	102,6	253,2	59,5
17	4,13	4,13	5,95	0,0257	5,27	17,74	15,15	136,1	360,0	62,2
18	4,25	4,25	6,0	0,0262	3,34	19,46	15,05	152,1	360,7	58,6
20	2,23	2,23	4,6	0,0312	3,97	19,58	12,8	173,5	437,1	60,3
21	2,28	2,28	4,7	0,0312	3,97	19,05	12,85	167,7	437,1	61,6
22	0,08	0,08	2,3	0,0249	3,17	11,72	8,0	109,2	349,0	68,7
23	1,3	1,3	4,0	0,0330	4,2	18,46	13,67	171,6	462,4	62,9

Характерні графіки зміни тиску в трубопроводі показані на рис. 6.11.

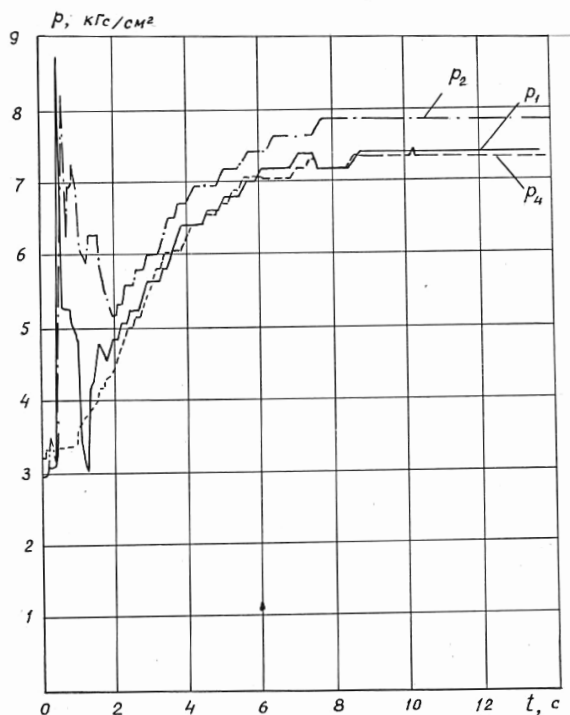


Рис. 6.11. Графіки зміни тиску в досліді 22.3

Аналізуючи результати досліджень ГВД-80, необхідно зазначити, що він має порівняльно високу ефективність дії і низьку металоємність (маса гасника 16,5 кг), нескладний у виготовленні і експлуатації.

6.3. Натурні дослідження пружного гідравлічного удару в трубопровідних системах водо подачі

Натурні дослідження гідравлічного удару в системах машинного водопідйому були виконані сумісно з інженерами Д. В. Гавазюком і Л. І. Тиндару [367]. Для проведення натурних досліджень гідравлічного удару були обрані наступні об'єкти:

1. Зрошення Ново-Володимирського масиву Григоріопольського району – головна насосна станція (ГНС) – 1 підйом;
2. Зрошення земель в радгоспі-заводі «Ністру» Ново-Аненського району – насосна станція першого підйому (НС-1);
3. Зрошення в радгоспі «Дністровський» Ново-Аненського району – насосна станція першого підйому (НС-1);
4. Зрошення ділянки земель в Молдавському планово-економічному технікумі (ПЕТ) – насосна станція підкачки (НСП-1) – другий підйом.

Усі насосні станції побудовані за проектами інституту «Молдгіпроводгосп». Характеристика гідромеханічного і електромеханічного обладнання, трубопровідної арматури, напірних і всмоктувальних трубопроводів приведені в табл. 6.3.

Таблиця 6.3

Характеристика обладнання , арматури і трубопроводів

Найменування	Одиниці вимірювання	Найменування насосних станцій			
		ГНС Н.-Володимирівського зрошувального масиву	НС-1 радгосп-заводу «Ністру»	НС-1 радгоспу «Дністровський»	НСП-1 Молдавського ПЕТ
1	2	3	4	5	6
Гідромеханічне обладнання					
Марка насоса	-	Д 6300-80 (24 НДс)	Д 800-57 (12Д-9)	Д 1250-65 (12РДс)	Д 200-160 (20Д-6)
Діаметр РК	мм	990	432	460	855
Напір	м	86,6	55	70	100
Подача	м ³ /с	1,250	0,240	0,250	0,540
Потужність на валу	кВт	1336	157	220	722
Частота обертання	об/хв.	750	1450	1450	970
Кількість агрегатів	шт.	2	3	2	2
Маховий момент насоса	тм ²	0,15	0,001	0,005	0,03
Відмітка осі насоса	м	5,8	7,99	8,25	43,88
Відмітка осі напірного патрубку	м	4,87	7,61	7,82	43,32
Відмітка осі всмоктувального патрубку	м	5,00	7,61	7,87	43,32
Марка електродвигуна	-	СДН-2-17-44-8	А 103-4М	А114-4М	А13-59-6
Потужність	кВт	1600	200	320	800

продовження табл. 6.3

1	2	3	4	5	6
Частота обертання	об/хв.	730	1450	1450	985
Кількість	шт.	2	3	2	2
Маховий момент електро- двигуна	тм ²	1,5	0,015	0,05	0,34
Маховий момент агрегата	тм ²	1,65	0,016	0,055	0,37
<u>Напірні трубопроводи</u>					
Число ниток	шт.	1	1	1	1
<u>1 ділянка:</u>	-				
матеріал	-	Сталь	Сталь	Сталь	Сталь
довжина	м	1450	200	7	1250
діаметр	мм	1020	720	426	820
товщина стінки	мм	10	7	7	8
<u>2 ділянка:</u>	-				
матеріал	-	з/б	з/б	Сталь	з/б
тип труб	-	РТН-100-11	РТН-70-	-	РТН-90-1
діаметр		1000	1	630х7	900
довжина	м	780	700	262	2350
<u>3 ділянка:</u>	м	-	450	-	-
матеріал	-	Сталь	-	Сталь	-
діаметр	мм	1020	Сталь	720	-
товщина стінки	мм	10	630	7	-
довжина	м	300	7	370	-
<u>4 ділянка:</u>	-	-	13	-	-
матеріал	-	з/б	-	Сталь	-
тип труби	-	РТН-100-II	-	-	-
діаметр	-	1000	-	630х7	-
довжина	-	1240	-	11	-
<u>5 ділянка:</u>	мм	-	-	-	-
матеріал	м	Сталь	-	-	-
діаметр-товщин	-	1000х10	-	-	-
довжина	-	360	-	-	-
<u>6 ділянка:</u>	мм	-	-	-	-
матеріал	м	з/б	-	-	-
тип труби		РТН 100-II	-	-	-
діаметр	мм	1000	-	-	-
довжина	м	520	-	-	-
<u>7 ділянка:</u>	-	-	-	-	-
матеріал	-	з/б	-	-	-
діаметр	мм	900	-	-	-
довжина	м	140	-	-	-
Загальна довжина	м	4760	-	550	3600
В тому числі сталеві	м	2060	663	500	1250
			213		

продовження табл. 6.3

1	2	3	4	5	6
<u>Зворотні клапани</u>					
<u>Місце встановлення</u>					
тип клапана	-	ПК0	ПК0	ПК0+7	ПК0+17
	-	поворотний	поворо-	-	-
		ексц.	тний		
діаметр	м	820	ексц.	400	600
відмітка осі	м	4,87	425	7,82	40,5
Місце встановлення	-	ПК46+20	7,61	ПК2+70	ПК10+50
тип клапана	-	-	ПК2+00	19ч16р	поворот.
діаметр	мм	900	19ч16р	600	600
відмітка осі	м	61,0	600	65,05	130,2
Місце встановлення	-	ПК46+25	37,43	-	ПК12+00
тип клапана	-	-	-	-	поворот.
діаметр	мм	900	-	-	600
відмітка осі	м	62,00	-	-	136,9
			-		
<u>Клапани впуску повітря</u>					
місце встановлення	-	ПК6+00	ПК1+90	ПК2+60	ПК4+00
діаметр	мм	150	150	-	100
відмітка осі трубопроводу	м	45,7	36,43	63,75	72,50
місце встановлення	-	ПК7+86	ПК3+50	-	ПК7+00
діаметр	мм	100	150	-	150
відмітка осі трубопроводу	м	52,20	45,00	-	103,8
місце встановлення	-	ПК10+00	-	-	ПК3+50
діаметр	мм	200	-	-	100
відмітка осі трубопроводу	м	60,50	-	-	122,00
місце встановлення	-	ПК14+00	-	-	ПК10+50
діаметр	м	250	-	-	150
відмітка осі трубопроводу	м	66,40	-	-	130,2
місце встановлення	-	-	-	-	ПК11+50
діаметр	мм	-	-	-	150
відмітка осі трубопроводу	м	-	-	-	134,60
<u>Всмоктувальний трубопровід</u>					
<u>1 ділянка:</u>					
матеріал	-	Сталь	Сталь	Сталь	Сталь
діаметр-товщина стінок	мм	1020x10	530x7	530x8	800
довжина	м	82	68	64	11
<u>2 ділянка:</u>					
матеріал	-				Сталь
діаметр	мм	-	-	-	1000
довжина	м	-	-	-	42,5
<u>Відмітка води в верхньому б'єфі</u>	м	64,00	55,00	73,20	140,00
<u>Відмітка води в нижньому б'єфі</u>	м	5,5	6,1	6,5	46,3

Поздовжні профілі напірних трубопроводів показані на рис. 6.11.

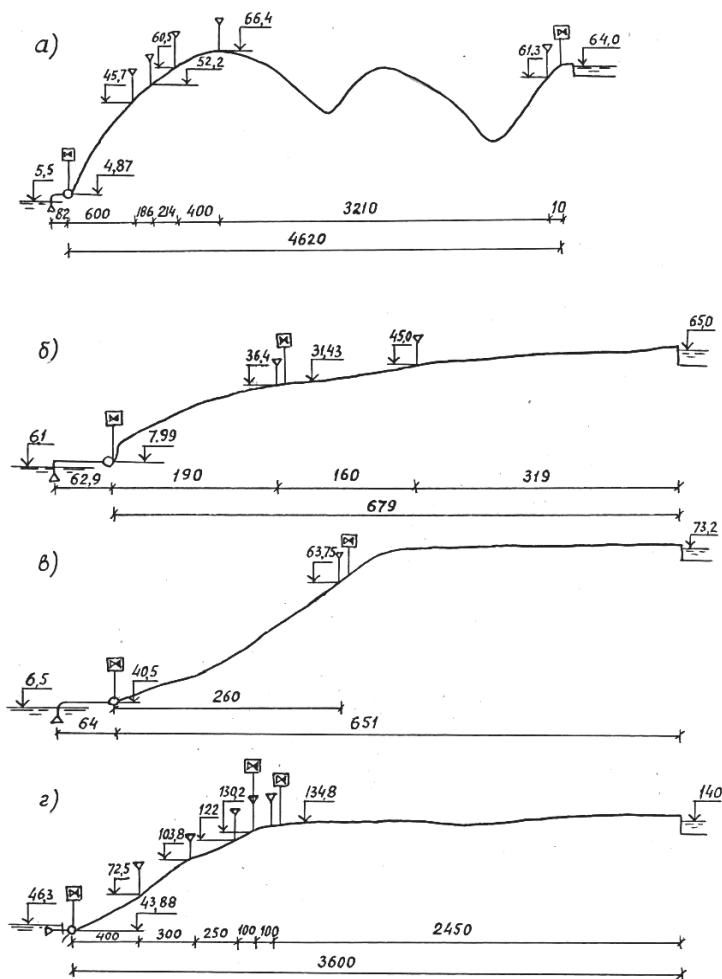


Рис. 6.12. Поздовжні профілі напірних трубопроводів насосних станцій: а) Ново-Володимирівського зрошувального масиву; б) НС-1 рад-госп-заводу «Ністру»; в) НС-1 радгоспу «Дністровський»; г) НСП-1 Молдавського планово-економічного технікуму

На профілях умовними позначеннями показані зворотні клапани і клапани впускання повітря, а також характерні відмітки і довжини ділянок.

На всіх насосних станціях основними пристроями боротьби з гідравлічними ударами прийняті клапани для впуску і защемлення повітря в комбінації з відсічними зворотними клапанами.

На НС-1 радгоспу «Дністровський на ПК2+60 замість запроєктованого клапана впускання повітря діаметром 100 мм встановлений патрубков діаметром 50 мм з засувкою, яка знаходиться в закритому стані. На НС-1 радгоспу – заводу «Ністру» не встановлено жодного з двох запроєктованих клапанів для впускання повітря діаметром 150 мм, тому для проведення досліджень такий клапан був виготовлений власними силами і встановлений на ПК1+90. Після проведення досліджень цей клапан був демонтований.

Напірний трубопровід НСП-1 ПЕТ обладнаний п'ятьма клапанами для впуску повітря, з яких тільки на одному ПК10+50 була відкрита засувка. Обслуговуючий персонал пояснює це тим, що клапан впуску повітря не тримає води і щоб запобігти витіканню води їх закривають. Витікання води небезпечно тим, що може викликати ерозію ґрунту в районі укладання трубопроводу. Таке положення говорить про те, що застосовані конструкції клапанів впуску повітря не досить надійні.

Прийнята методика проведення досліджень полягала в наступному. Гідравлічні удари в трубопроводах викликалися вмиканням або вимиканням одного з робочих насосів. При цьому умови дослідів змінювалися наступним чином. Група дослідів відповідала звичайному маневруванню роботою насосного обладнання, коли вмикання насосів відбувається на закриту засувку, а потім вона повільно відкривається. Аналогічно перед зупинкою насоса засувка повільно закривається і тільки після закінчення закриття вимикається електродвигун. Друга група дослідів відповідала випадку раптового відключення електроенергії в нормальних умовах експлуатації, коли пуск і зупинка насоса здійснюється при відкритій засувці на напірній лінії. При цьому протиударні пристрої знаходяться в звичайному експлуатаційному стані.

Третя група дослідів відповідала раптовому вимиканню електроенергії і відмові одного з протиударних пристроїв, наприклад один з клапанів впуску повітря попередньо закривався.

Раптове одночасне відключення двох працюючих насосів є реальним аварійним режимом і являє собою більш тяжкі навантаження для трубопроводів, проте такі режими роботи випробувати не вдалося, тому що служба експлуатації не дозволяла їх відтворювати.

При проведенні досліджень вимірювалися наступні величини: тиск в напірному трубопроводі за зворотним клапаном, тиск і вакууму всмоктувальному патрубку насоса, частоту обертання вала насоса, положення тарелі зворотного клапана (для клапанів з противагою), тиск і вакуум на найближчому до будівлі станції клапані впуску і заземлення повітря.

Порядок виконання дослідів був наступний:

1. Підключалася тензометрична апаратура і проводився її прогрів;

2. Проводилася статичне тарування датчиків тиску за допомогою плунжерного насоса і зразкового манометра класу точності -0,4;

3. Проводилося статичне тарування датчика вакууму, який виготовлений власними силами, за допомогою вакуумного насоса Комовського і зразкового вакуумметра;

4. Після тарування тензодатчики встановлювалися в місцях вимірювання параметрів і проводилася їх продувка за допомогою триходових кранів;

5. Виконувалася балансування мостових схем для усіх датчиків і виставлення нульових ліній на фотострічці осцилографа;

6. Проводилася запис нульових ліній і запис показів тензодатчиків при усталеному режимі, який передував досліді;

7. Виконувався запис перехідного процесу, який відповідав проходженню гідравлічного удару в трубопроводах насосної станції; При цьому тензометрична апаратура включалася на 5-10 секунд раніше вмикання або вимикання насосного агрегата;

8. Після проведення дослідів виконувалася контрольне тарування датчиків.

Для проведення натурних досліджень було організовано два пости вимірювань. Перший пост знаходився в будівлі насосної

станції і складався з осцилографа Н-041 з блоком живлення і тензопідсилювачем 8АНЧ-7М з блоком живлення.

Другий пост знаходився у найближчого до будівлі насосної станції клапана впуску повітря і складався з такої ж вимірювальної апаратури як і перший пост.

На першому посту вимірювався тиск в напірному трубопроводі p_T за зворотним клапаном – датчик ТДД+ІІІ, і тиск у всмоктувальному трубопроводі $p_{вп}$ за допомогою датчика ТДД+І і тензодатчика вакууму – І. Датчик вакууму виготовлявся за рекомендаціями професора В. С. Дікаревського і А. И. Татури [180].

Чутливим елементом датчика є плоска сталева мембрана діаметром 50 мм, яка має можливість вигинатися тільки всередину датчика при вакуумі, і не деформується в такій степені при позитивному тиску. З зовнішньої сторони мембрани наклеєний робочий дротиковий тензорезистор, а до корпусу датчика - аналогічний компенсаційний тензорезистор, які утворюють разом напівміст вимірювальної схеми.

Положення тарелі зворотного клапана (кут α) фіксувалося за допомогою резистора змінного опору (реохорда), який складав напівмостову схему вимірювань. Два інших плеча мостової схеми складали постійні опори і регулюючий потенціометр. Установка нуля (баланс мостової схеми вимірювань) здійснювався за допомогою спеціального стрілочного гальванометра. Пристрій виготовлявся власними силами і живилося постійною напругою 9 вольт від блока живлення осцилографа.

Частота обертання вала електродвигуна визначалася за показами індукційного датчика з використанням відмітчика часу осцилографа. Індукційний датчик складався з котушки з постійним магнітом від телефонної трубки. Ця котушка закріплювалася нерухомо біля муфти зчеплення електродвигуна з насосом. На муфті зчеплення встановлювався металевий хомут з відгином, який проходив на відстані 5 мм від осереддя котушки і індукціював в ній електричний струм. Виводи котушки підключалися до гальванометра осцилографа. При наявності струму в котушці промінь гальванометра відхилявся від свого положення і давав піки на осцилограмі. Таким чином, одному піку на осцилограмі відповідав один оберт вала двигуна.

На другому посту також встановлювався осцилограф Н-041 з блоком живлення і тензопідсилювач 8АНЧ-7М зі своїм блоком живлення. На цьому посту вимірювався тиск в напірному трубопроводі датчиком ТДД+П і вакуум тензодатчиком – П. Блок живлення підсилювача підключався до тимчасової мережі змінного струму 220 В і був увімкнений постійно. Осцилограф другого поста для проведення запису вмикався синхронно з осцилографом першого поста шляхом замикання живильної мережі на першому посту. Ця живильна мережа спеціально протягувалася між першим і другим постами. Така схема дозволяла проводити дистанційне управління роботою другого поста.

Результати натурних досліджень на ГНС Н.-Володимирівського зрошувального масиву представлені графіком перехідного процесу у випадку зупинки насоса, рис. 6.13.

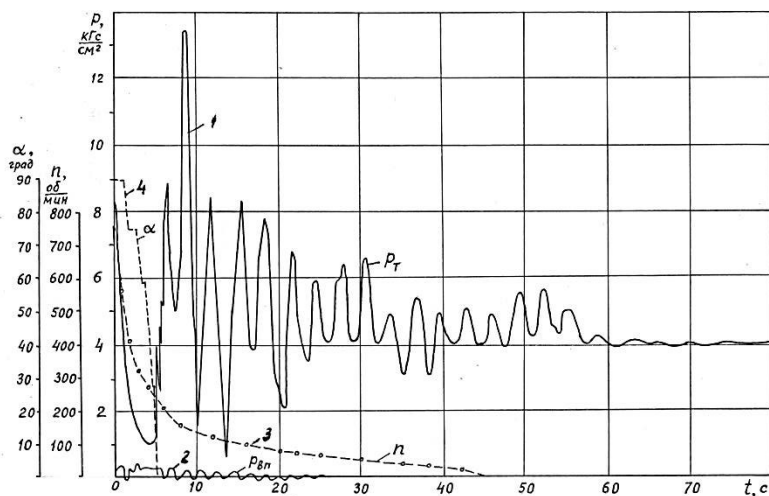


Рис. 6.13. Зупинка насоса D 6300-80 при відкритій засувці на напірній лінії. Клапан впуску повітря на ПК6+00 закритий: 1 – тиск в напірному трубопроводі p_T , (датчик+III, $\downarrow d=5,5$ м); 2 – тиск у всмоктувальному трубопроводі $p_{вп}$ (датчик+I, $\downarrow d=5,5$ м); 3 – число оборотів вала насоса у хвилину n ; 4 – кут відкриття зворотного клапана α

За даними цих графіків після 4 секунд від моменту вимикання електродвигуна тиск за зворотним клапаном знизився до 1 кГс/см^2 , через 5 секунд зворотний клапан заклався повністю і

це призвело до різкого підвищення тиску.

Максимальний зареєстрований тиск в напірному трубопроводі становив $13,6 \text{ кГс/см}^2$, що на $5,1 \text{ кГс/см}^2$ більше початкового робочого тиску. Потім настає згасання коливань до величини $4,0 \text{ кГс/см}^2$. Двигун насоса зупиняється приблизно через 45 секунд після вимикання електроенергії. Крива вибігу показує зміну частоти обертання ротора агрегату за часом. У всмоктувальному патрубку зафіксовані незначні коливання тиску з розмахом $0,2 \text{ кГс/см}^2$ від статичного рівня.

При натурних дослідженнях на НС-1 радгоспу-заводу «Нистру» виконувалися наступні досліді:

Дослід 3.1. Звичайний пуск насоса.

Досвід 3.2. Звичайна зупинка насоса.

Дослід 3.3. Зупинка насоса при відкритій засувці на напірній лінії, клапан впуску повітря на ПК1+90 працює, рис. 6.14.

Дослід 3.4. Повторення умов досліді 3.3, рис. 6.15.

Дослід 3.5а. Повторення досліді 3.3.

Дослід 3.5б. Пуск насоса при відкритій засувці на напірній лінії, клапан впуску повітря на ПК1+90 працює, рис. 6.16.

Дослід 3.6. Зупинка і пуск насоса при відкритій засувці на напірній лінії, засувка на клапані впуску повітря на ПК1+90 закрита, рис. 6.17.

Дослід 3.7. Звичайна зупинка насоса, засувка на клапані впуску повітря ПК1+90 закрита, рис. 6.18.

Засувка на патрубку ПК3+50 була закрита у всіх дослідіх, тому що клапан впуску повітря там не був встановлений. Досліді були виконані з протягування стрічки зі швидкістю 40 мм/с .

Тиск в напірному водоводі на ПК1+90 змінювався від $0,6 \text{ кГс/см}^2$ до $1,8 \text{ кГс/см}^2$. Результати дослідів приведені в таблиці 6.4. З цієї таблиці видно, що перевищення тиску в напірному трубопроводі p_T в досліді 3.4 опинилося таким же як і в інших дослідіх, хоча протиударний пристрій (клапан впуску повітря) був відключений.

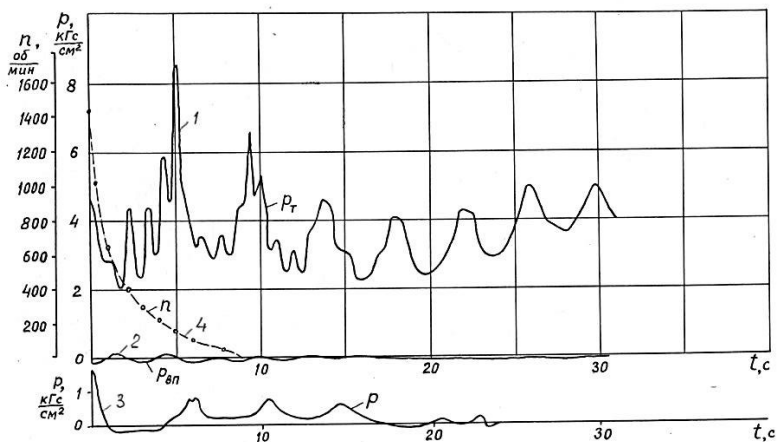


Рис. 6.14. Зупинка насоса 12Д-9 при відкритій засувці на напірній лінії НС-1 радгоспу-заводу «Ністру»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +1, -I; 3 – датчик +II; 4 – число оборотів вала насоса за хвилину; Дослід 3.3

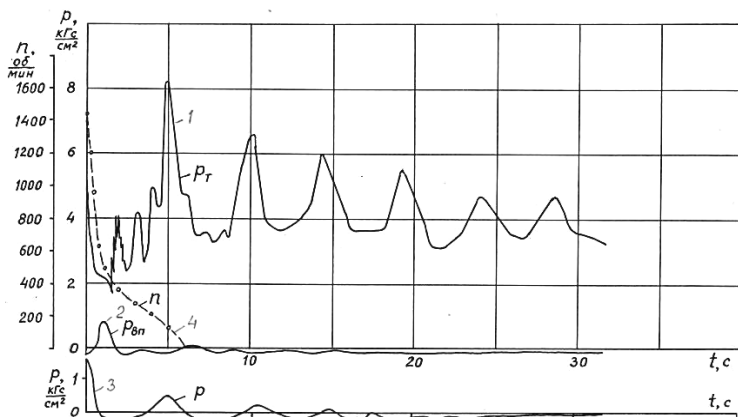


Рис. 6.15. Зупинка насоса 12Д-9 при відкритій засувці на напірній лінії НС-1 радгоспу-заводу «Ністру»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +1, -I; 3 – датчик +II; 4 – число оборотів вала насоса за хвилину; Дослід 3.4

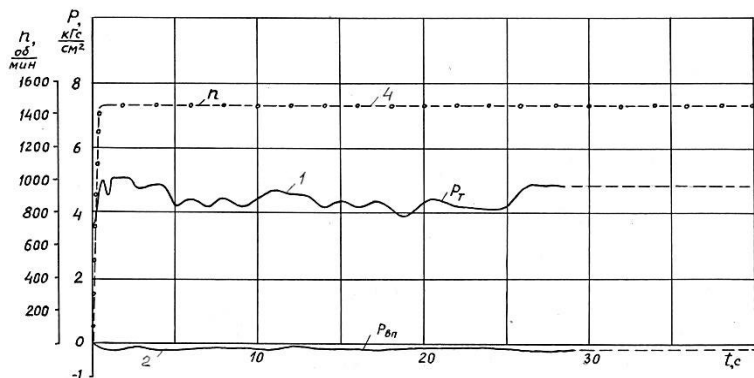


Рис. 6.16. Пуск насоса 12Д-9 при відкритій засувці на напірній лінії НС-1 радгоспу-заводу «Ністру»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +I, -I; 4 – число оборотів вала насоса за хвилину; Дослід 3.5б

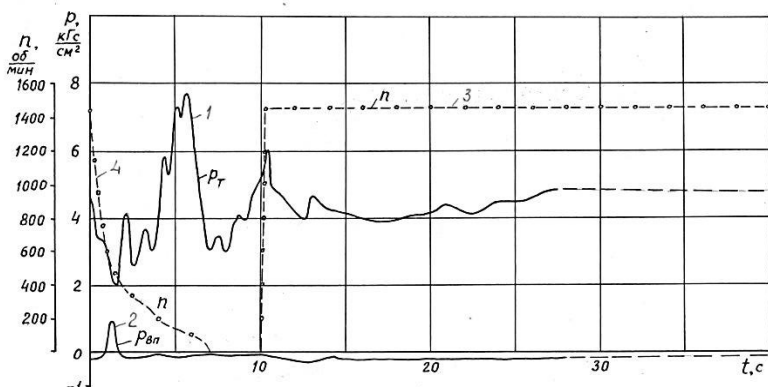


Рис. 6.17. Зупинка і пуск насоса 12Д-9 при відкритій засувці на напірній лінії НС-1 радгоспу-заводу «Ністру»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +I, -I; 4 – число оборотів вала насоса за хвилину; Дослід 3.6

Як було встановлено пізніше проведених досліджень засувка на обвідній лінії (на байпасі) зворотного клапана на ПК2+00 виявилася відкритою. Ця обставина можливо слугувала причиною великого підвищення ударного тиску над робочим. На відкритий стан вказаної засувки показує те, що на осцилограмах спостерігається повільне зростання статичного напору до значення початкового, що не мало би місця при розділенні верхньої і нижньої ділянки трубопроводу зворотним клапаном.

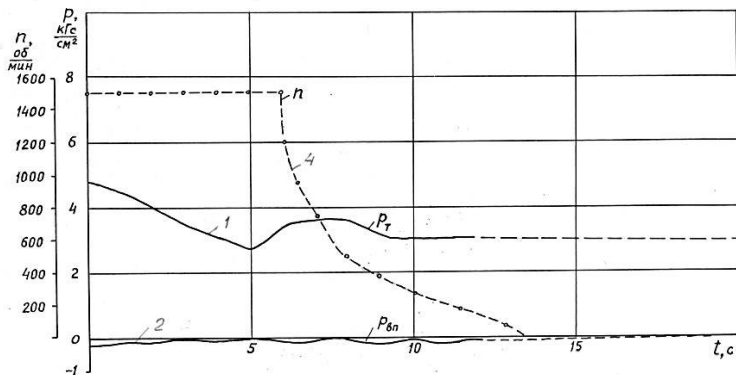


Рис. 6.18. Звичайна зупинка насоса 12Д-9 НС-1 радгоспу-заводу «Ністру»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +I, -I; 4 – число оборотів вала насоса за хвилину; Дослід 3.7

Таблиця 6.4

Результати дослідження перехідних динамічних процесів в трубопроводах НС-1 радгосп-заводу «Ністру»

№ дослідів	Причина перехідного процесу – вид маневрування насосом	Період закриття зворотного клапана або засувки, с	Тиск в напірному трубопроводі		Перевищення максимального тиску над робочим, кгс/см ²
			Мінімальний, кгс/см ²	максимальний, кгс/см ²	
3.3	Зупинка	1,8	1,95	8,6	3,8
3.4	Зупинка	1,4	1,7	7,4	2,6
3.5a	Зупинка	1,4	1,7	7,8	3,0
3,5б	Пуск	-	-	4,8	-
3,6	Зупинка і пуск	1,6	1,9	4,8	3,0
3.7	Зупинка звичайна	5	2,7	3,6	-

При натурних дослідженнях на НС-1 радгоспу «Дністровський» виконувалися наступні досліді:

Дослід 4.1. Звичайний пуск одного насоса.

Дослід 4.10. Звичайний пуск одного насоса, рис. 6.19.

Дослід 4.2. Звичайна зупинка одного насоса.

Дослід 4.7. Звичайна зупинка одного насоса, рис. 6.20.

Дослід 4.11. Звичайна зупинка одного насоса

Дослід 4.3. Зупинка насоса привідкритій засувці на напірній лінії, рис. 6.21.

Дослід 4.4. Повторення умов досліду 4.3, рис. 6.22.

Дослід 4.5. Повторення умов досліду 4.3, рис. 6.23.

Дослід 4.9. Повторення умов досліду 4.3, рис. 6.24.

Дослід 4.5. Пуск насоса на відкриту засувку.

Дослід 4.8. Пуск насоса на відкриту засувку, рис 6.25.

Результати дослідів приведені в табл. 6.5.

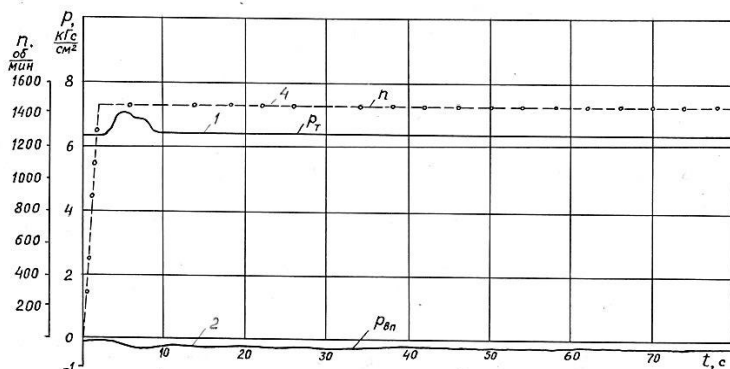


Рис. 6.19. Звичайний пуск насоса Д1250-65, НС-1 радгоспу «Дністровський»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +1, -1; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 4.10

Напірний трубопровід цієї станції має поздовжній профіль з переламною точкою, де проектом передбачалося встановлення клапану зриву вакууму. В натурі клапан зриву вакууму був відсутній, проте підсмоктування повітря спостерігалось через пошкоджену морозом засувку на обвідній лінії зворотного клапана на ПК2+60.

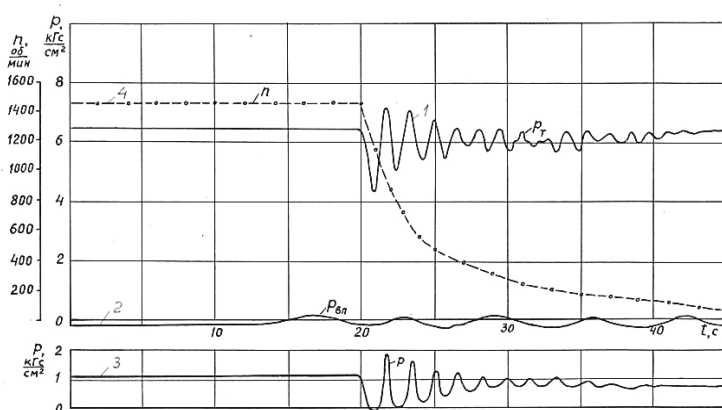


Рис. 6.20. Звичайна зупинка насоса Д1250-65, НС-1 радгоспу «Дністровський»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +I, -I; 3 – датчик +II; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 4.7

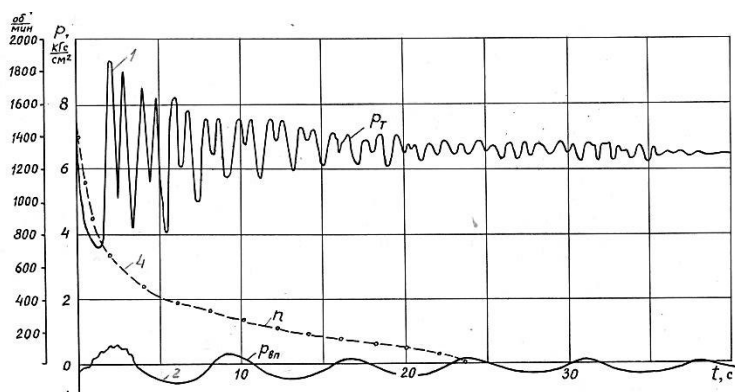


Рис. 6.21. Зупинка насоса Д1250-65 при відкритій засувці на напірній лінії, НС-1 радгоспу «Дністровський»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +I, -I; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 4.3

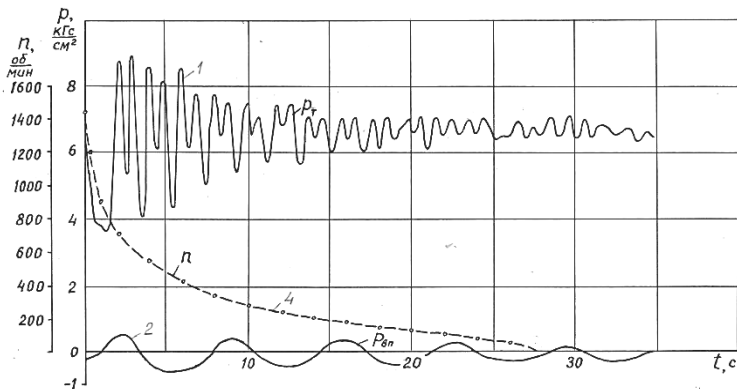


Рис. 6.22. Зупинка насоса Д1250-65 при відкритій засувці на напірній лінії, НС-1 радгоспу «Дністровський»: 1 – датчик +ІІІ; 2 – датчик +І, -І; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 4.4

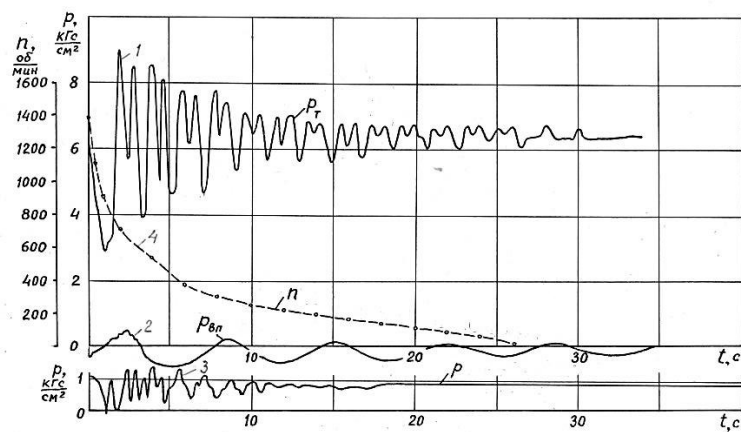


Рис. 6.23. Зупинка насоса Д1250-65 при відкритій засувці на напірній лінії, НС-1 радгоспу «Дністровський»: 1 – датчик +ІІІ; 2 – датчик +І, -І; 3 – датчик +ІІ; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 4.5

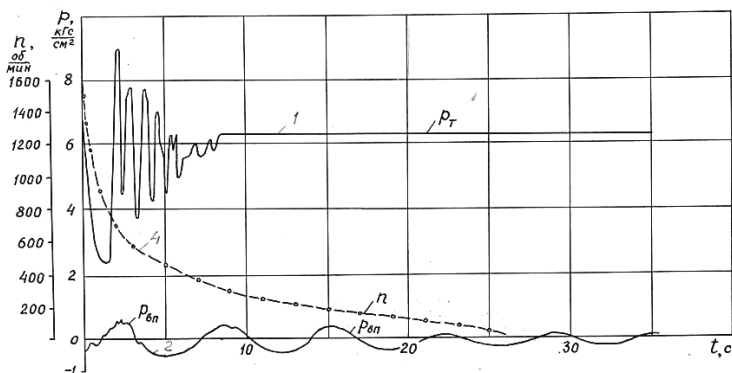


Рис. 6.24. Зупинка насоса Д1250-65 при відкритій засувці на напірній лінії, НС-1 радгоспу «Дністровський»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +1, -1; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 4.9

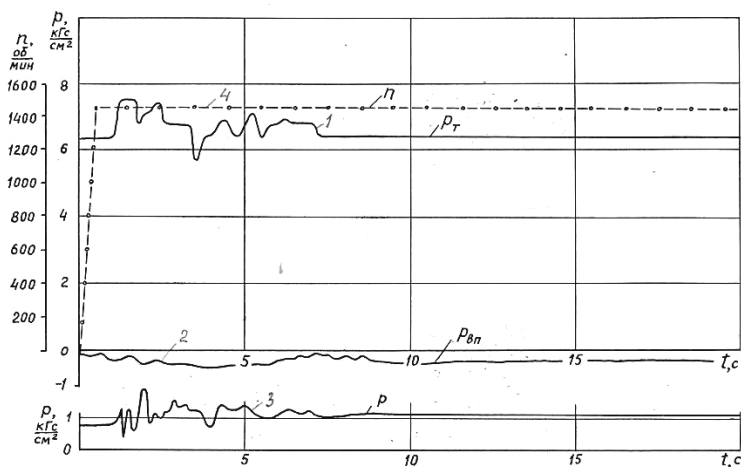


Рис. 6.25. Пуск насоса Д1250-65 при відкритій засувці на напірній лінії, НС-1 радгоспу «Дністровський»: 1 – датчик +III; 2 – датчик +1, -1; 3 – датчик +II; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 4.8

Таблиця 6.5

Результати дослідження перехідних динамічних процесів в трубопроводах НС-1 радгоспу «Дністровський»

№ дослідів	Причина перехідного процесу – вид маневрування насосом	Період закриття зворотного клапана або засувки, с	Тиск в напірному трубопроводі		Перевищення максимального тиску над робочим, кГс/см^2
			мінімальний, кГс/см^2	максимальний, кГс/см^2	
4.1	Звичайний пуск	10	6,32	6,4	-
4.10	Звичайний пуск	-	6,32	7,0	0,6
4.2	Звичайна зупинка	14	5,3	7,8	1,4
4.7	Звичайна зупинка	13	4,9	7,5	1,1
4.11	Звичайна зупинка	16	4,2	7,1	0,7
4.3	Зупинка на відкр. засувку	1,4	3,5	9,4	3,0
4.4	-«-	1,4	3,5	9,0	2,6
4.5	-«-	1,0	2,8	9,0	2,6
4.9	-«-	1,6	2,4	9,0	2,6
4.6	Пуск на відкр. зас.	1,0	5,6	7,5	1,1
4.8	-«-	1,0	5,7	7,5	1,1

При виконанні натурних досліджень на НСП-1 ПЕТ був організований один пост вимірювань. Проводилися наступні досліді:

Дослід 5.1. Звичайна зупинка насоса, рис. 6.26.

Дослід 5.2. Звичайний пуск насоса, рис. 6.27.

Дослід 5.3. Зупинка насоса на відкриту засувку на напірній лінії, рис. 6.28.

Дослід 5.5. Повторення умов досліду 5.3, рис. 6.29.

Дослід 5.4. Пуск насоса на відкриту засувку, рис. 6.30.

Дослід 5.6. Повторенні умов досліду 5.4, рис. 6.31.

Дослід 5.7. Зупинка насоса на відкриту засувку на напірному трубопроводі і відкритому клапані впуску повітря на ПК4+00Ю рис. 6.32.

Результати дослідів приведені в табл. 6.6.

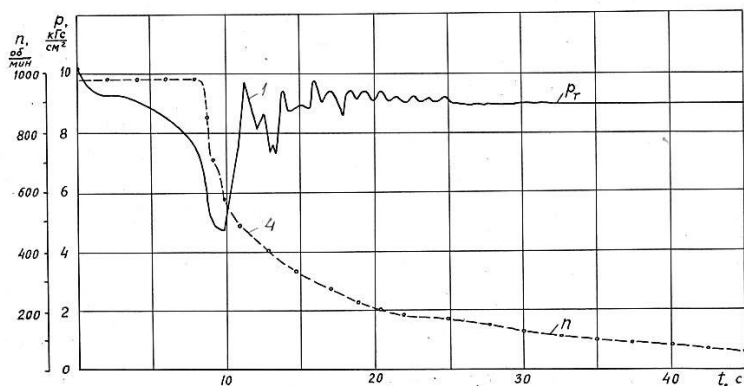


Рис. 6.26. Звичайна зупинка насоса 20Д-6, НСП-1 Молдавського планово-економічного радгосп-технікуму (ПЕТ): 1 – датчик +ПІ; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 5.1

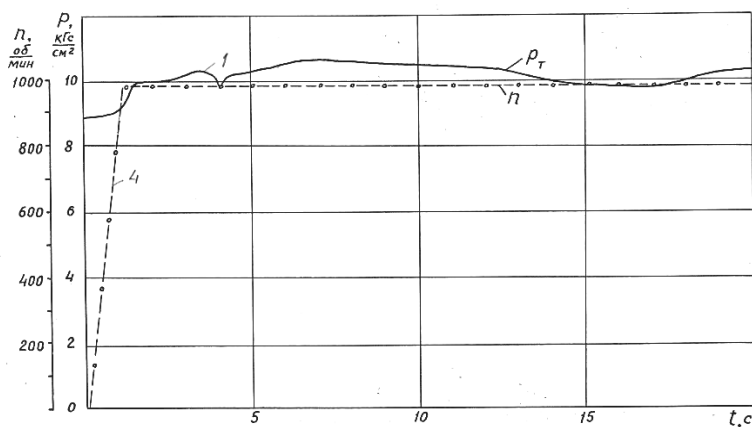


Рис. 6.27. Звичайний пуск насоса 20Д-6, НСП-1 Молдавського планово-економічного радгосп-технікуму (ПЕТ): 1 – датчик +ПІ; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 5.2

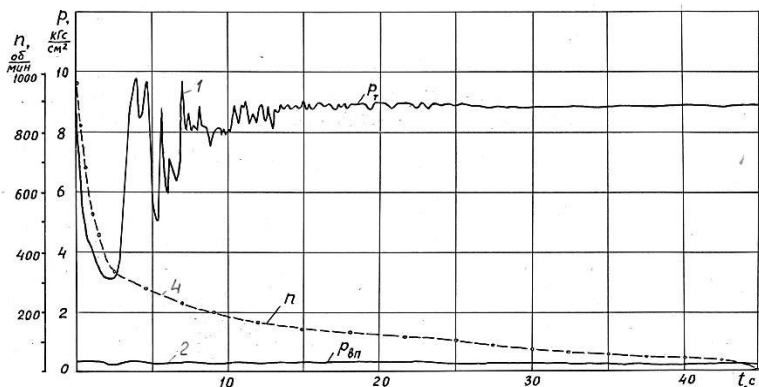


Рис. 6.28. Зупинка насоса 20Д-6, НСП-1 Молдавського планово-економічного радгосп-технікуму (ПЕТ) при відкритій засувці на напірній лінії: 1 – датчик +ІІІ; 2 – датчик +І, -І; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 5.3

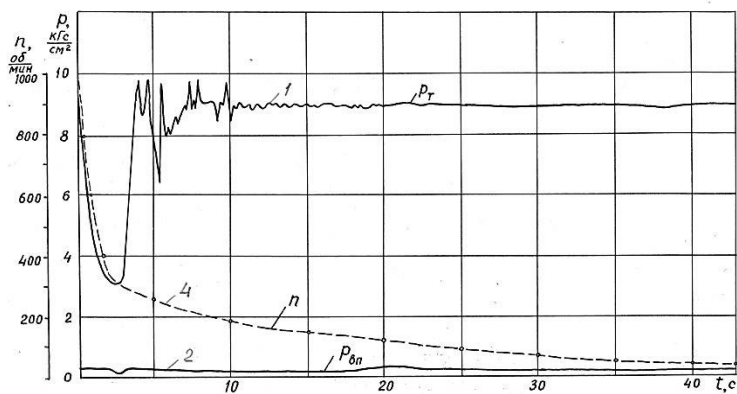


Рис. 6.29. Зупинка насоса 20Д-6, НСП-1 Молдавського планово-економічного радгосп-технікуму (ПЕТ) при відкритій засувці на напірній лінії: 1 – датчик +ІІІ; 2 – датчик +І, -І; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 5.5

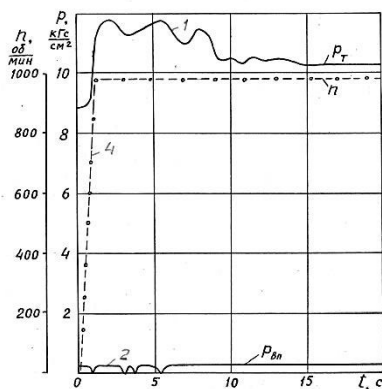


Рис. 6.30. Пуск насоса 20Д-6 на відкриту засувку, НСП-1 ПЕТ: 1 – датчик +III; 2 – датчики +I, -I; 4 – число обертів вала насоса в хвилину; Дослід 5.4

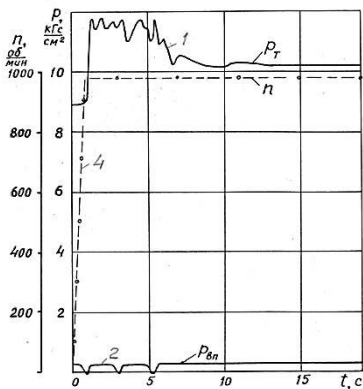


Рис. 6.31. Пуск насоса 20Д-6 на відкриту засувку НСП-1 ПЕТ: 1 – датчик +III; 2 – датчик +i, -I; 4 число обертів вала насоса в хвилину; Дослід 5.6

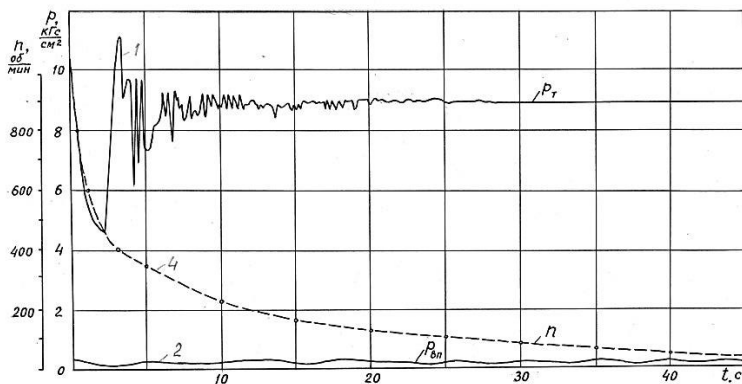


Рис. 6.32. Зупинка насоса 20Д-6, НСП-1 Молдавського планово-економічного радгосп-технікуму (ПЕТ) при відкритій засувці на напірній лінії і відкритому клапані впуску повітря на ПК4+00: 1 – датчик +III; 2 – датчик +I, -I; 4 – число обертів вала насоса за хвилину; Дослід 5.7

Таблиця 6.6

Результати дослідження перехідних динамічних процесів в трубопроводах НСП-1 радгоспу «Дністровський»

№ дослідів	Причина перехідного процесу – вид маневрування насосом	Період закриття зворотного клапана або засувки, с	Тиск в напірному трубопроводі		Перевищення максимального тиску над робочим, кГс/см^2
			мінімальний, кГс/см^2	максимальний, кГс/см^2	
5.1	Звичайний зупинка	45	4,6	9,8	-
5.2	Звичайний пуск	-	8,9	10,65	0,45
5.3	Зупинка на відкр. засувку	2,8	3,4	10,2	-
5.5	-«-	2,8	3,4	10,2	-
5.4	Пуск на відкр. засувку	1,2	8,9	11,8	1,6
5.6	-«-	1,2	8,9	11,8	1,6
5.7	Зупинка на відкр. Засувку і відер. клапані зриву вакууму	2,2	4,7	11,2	1,0

Як показують результати досліджень особливістю насосної станції є те, що максимальне перевищення тиску над робочим спостерігається не при зупинці насоса, а при пуску його на відкритті засувки. Це явище можливо пояснити великою кількістю відсічних клапанів на напірному водоводі.

Підвищення тиску при гідравлічних ударах не досягає допустимого тиску $41,5 \text{ кГс/см}^2$, який визначений виходячи з міцності сталевих напірних водоводів на розрив. Запас міцності складає 3,6.

Результати досліджень показують можливість автоматизації роботи насосів з використанням пуску і зупинки насосів при відкритій засувці на напірній лінії.

6.4. Дослідження протиударних пристроїв і пристроїв стабілізації динамічних процесів в трубопроводах закритих зрошувальних мереж

Суть досліджень полягає у перевірці існуючих і виявленні нових, раціональних способів закриття кінцевої засувки трубоп-

роводу (КЗТ). А саме, необхідно дослідити наступні варіанти закриття КЗТ:

1. Закриття КЗТ з однією або декількома точками зламу.
2. Переривчасте закриття КЗТ.
3. Слідкуючий привід-засувка.

Перша серія дослідів

Експериментальна установка, рис. 6.33, складається з підвідного напірного трубопроводу 1, який перекривається засувкою 2, напірного баку 3, який призначений для створення постійного напору на початку закритої трубопровідної мережі 4, а також скидного трубопроводу 5. Засувкою 2 регулюється витрата установки так, щоб в напірному баку 3 не було значного переливу при максимальній витраті закритої трубопровідної мережі, але щоб був постійний рівень води. Закрита трубопровідна мережа 4 являє собою напірний трубопровід з короткою та довгою гілками, які перекриваються відповідно засувками 6 та 7. Оскільки в даних експериментальних дослідженнях використовуються лише довга ділянка трубопроводу, то засувка 6 закрыта, а засувка 7 відкрита. На кінці закритої трубопровідної мережі встановлена кінцева засувка (гідрант) з керованим приводом 8, за допомогою якої досліджуються різні режими її закриття. Відвід води проходить через відвідний трубопровід 9 під рівень відвідного бака 10, що забезпечує постійний статичний напір на експериментальній установці та її усталений режим роботи. Для визначення величини напору в кінці і на ділянці довжини напірного трубопроводу 4 встановлені датчики тиску 11 і 12 на базі манометра з тензoeлементами. Ці датчики підключені до реєструючого приладу 13 (напр. магнітоелектричного осцилографа), який фіксує в часі величину напорів в контрольних точках та положення штока кінцевої засувки з керованим приводом 8, що відповідає положенню відносного закриття заслінки. Витрата закритої трубопровідної мережі вимірюється за допомогою трикутного, мірного водозливу 14 [256], що встановлений на боковій стінці відвідного бака 10. Рівень води на трикутному водозливі вимірюється шпиге-масштабом. Кінцева засувка з керованим приводом 8 закривається згідно закону закриття, який задається пристроєм управління засувкою (ПУЗ) 15.

На практиці доцільно використовувати гідравлічні ПУЗ, які

живляться від напірного трубопроводу. Але гідравлічні ПУЗ, як правило, налагоджуються на один, раціональний режим закриття. Тому, для проведення досліджень на експериментальній установці, на якій необхідно перебрати ряд можливих законів закриття КЗТ, доцільно використовувати електронний ПУЗ, який дозволяє змінювати закон закриття КЗТ, за допомогою електродвигуна, в широких межах.

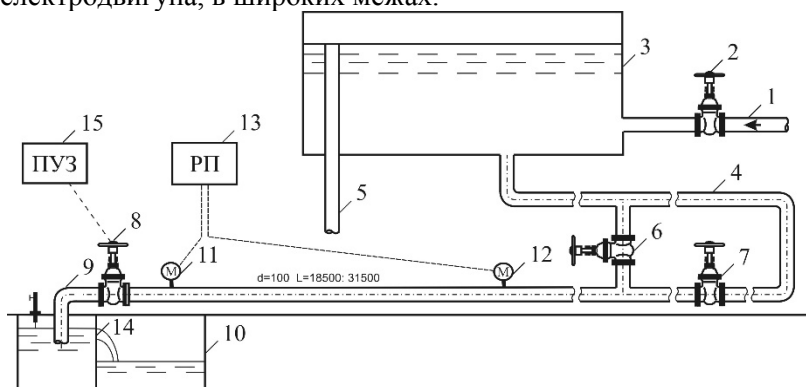


Рис. 6.33. Схема експериментальної установки:

- 1 – підвідний напірний трубопровід; 2, 6, 7 – засувки; 3 – напірний бак;
4 – трубопроводна мережа; 5 – скидний трубопровід; 8 – засувка з керуванням приводом; 9 – відвідний трубопровід; 10 – відвідний бак;
11, 12 – датчики тиску; 13 – реєструючий прилад; 14 – трикутний водозлив; 15 – пристрій управління засувкою

Структурна схема ПУЗ показана на рис. 6.34. Даний пристрій працює наступним чином. Ведучими генераторами $ЗГ_1 \dots ЗГ_n$ задаємо необхідні частоти обертання колекторного електродвигуна (швидкості) закриття КЗТ та час дії кожного з цих циклів. Комутатор (К) у свою чергу, послідовно перемикає ведучі генератори згідно заданого часу таймерів та подає сигнал на пристрій порівняння (ПП). На даний ПП подається також підсилений сигнал з підсилювача (П), який в свою чергу знімається з лічильника імпульсів (ЛІ). ЛІ являє собою фотопару (світло і фотодіоди) та перфорований диск, що механічно з'єднаний з ротором електродвигуна. При обертанні перфорованого диска проходить модуляція світлового потоку, що потрапляє на фотодіод.

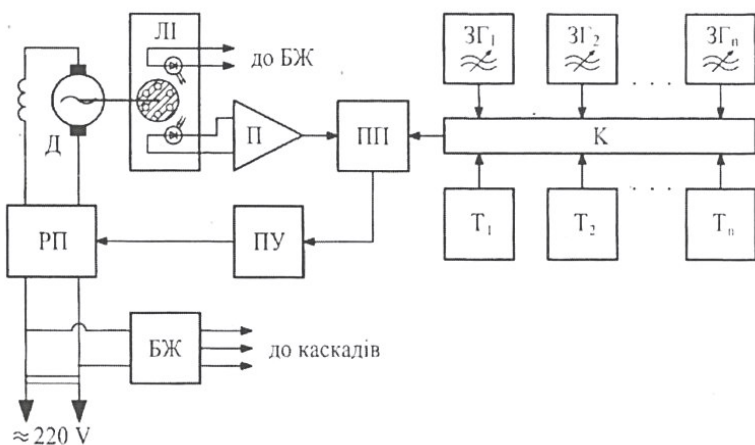


Рис. 6.34. Структурна схема ПУЗ:

$ЗГ_1 \dots ЗГ_n$ – ведучі генератори; $T_1 \dots T_n$ – таймери; К – комутатор;
 ЛП – лічильник імпульсів; П – підсилювач; ПП – пристрій порівняння;
 ПУ – пристрій управління; РП – регулятор потужності; БЖ – блок живлення; Д – електродвигун

Частота змінного струму, що протікає через фотодіод, пропорційна частоті обертання електродвигуна. Сигнал, що знімається з лічильника імпульсів, виконує роль зворотного зв'язку, який забезпечує належне відслідковування електродвигуном частоти, що задана задаючими генераторами. При порівнянні сигналів на ПП відбувається формування сигналу відхилення, який подається на пристрій управління (ПУ) регулятора потужності (РП). РП відповідно збільшує чи зменшує потужність колекторного електродвигуна в залежності від знака сигналу відхилення, що забезпечує відслідковування електродвигуном заданої частоти обертання. Блок живлення (БЖ) використовується для живлення всіх каскадів ПУЗ.

В результаті проведення експериментальних досліджень по перевірці ефективності комбінованого закриття КЗТ були отримані дані, які представлені в таблиці 6.7 і рис. 6.35-6.53.

Таблиця 6.7

№ дослідю	Витрата Q, л/с	Закон закриття КЗТ					Максимальний напір, м (датчик 1, кінцевий, поз. 11)	Максимальний напір, м (датчик 2, проміжний, поз. 12)	Відсоток зниження напору в кінці тр-ду
		лінійний	з точкою зламу		переривчастий				
			Загальний час закриття засувки t _з , с	Час закриття до точки зламу t _т , с	Відносне закриття за- сувки в точці зламу a/D	Усереднений період закриття t _{цз} , с			
Лінійний закон закриття КЗТ									
1/1	7,43	6,6	—	—	—	—	7,649	5,500	13,0
2/1	7,43	7,0	—	—	—	—	7,267	5,300	17,4
1/2	7,43	6,0	—	—	—	—	8,796	4,392	0
3/2	7,43	6,4	—	—	—	—	7,553	4,176	14,1
11/2	7,43	9,6	—	—	—	—	5,164	3,384	41,3
12/2	7,43	10,8	—	—	—	—	4,687	3,240	46,7
Закон закриття КЗТ з однією точкою зламу									
5/2	7,43	5,6	3,2	0,36	—	—	8,796	4,680	0,0
6/2	7,43	6,8	3,6	0,29	—	—	5,451	3,384	38,0
7/2	7,43	8,8	3,0	0,43	—	—	4,782	3,168	45,6
8/2	7,43	7,2	3,4	0,36	—	—	5,069	3,312	42,4
9/2	7,43	7,8	3,6	0,29	—	—	4,113	2,592	53,2
10/2	7,43	6,6	4,0	0,17	—	—	4,209	2,952	52,1
Переривчастий закон закриття КЗТ									
15/1	7,43	13,0	—	—	6,50	6,50	6,407	4,800	27,2
16/1	7,43	18,0	—	—	1,20	1,20	4,400	3,600	50,0
18/1	7,43	16,4	—	—	0,71	0,71	4,591	3,500	47,8
19/1	7,43	14,0	—	—	0,61	0,61	5,260	4,000	40,2
20/1	7,43	10,0	—	—	0,44	0,44	4,687	3,600	46,7
13/2	7,43	9,6	—	—	1,07	1,07	7,649	4,392	13,0
14/2	7,43	10,0	—	—	1,11	1,11	8,509	4,752	3,3

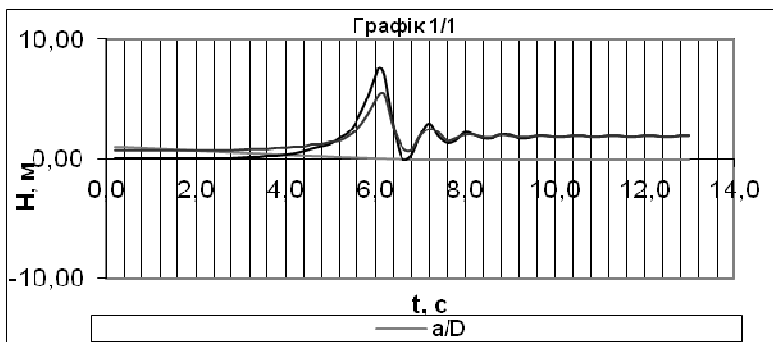


Рис. 6.35. Графіки зміни напорів при лінійному закритті КЗТ за $t_z = 6,6$ с

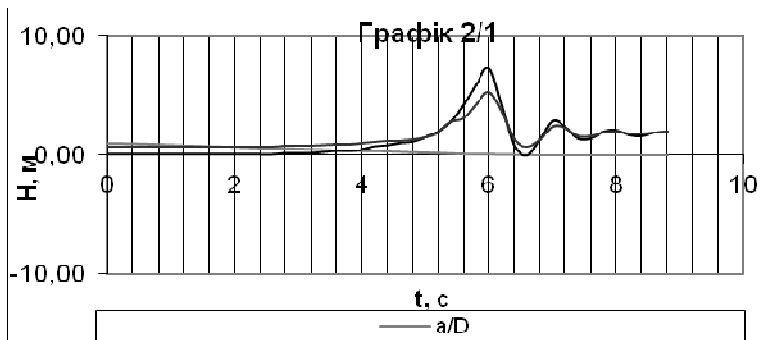


Рис. 6.36. Графіки зміни напорів при лінійному закритті КЗТ за $t_z = 7,0$ с

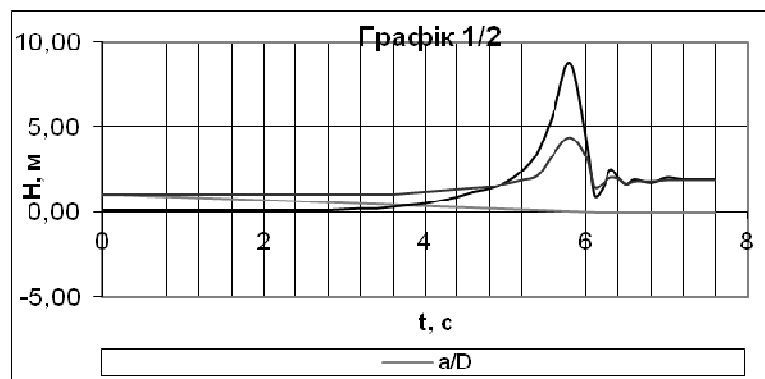


Рис. 6.37. Графіки зміни напорів при лінійному закритті КЗТ за $t_z = 6,0$ с

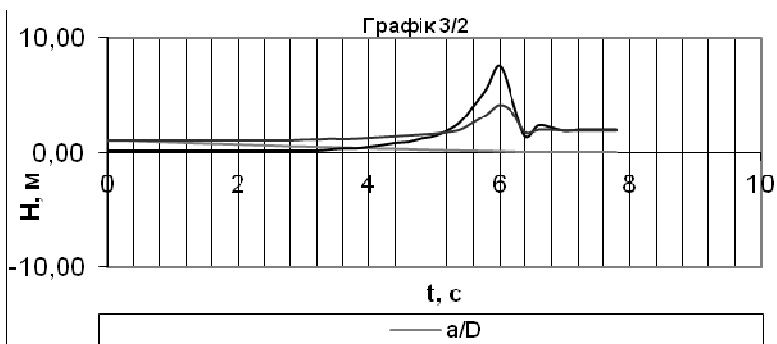


Рис. 6.38. Графіки зміни напорів при лінійному закритті КЗТ за $t_z = 6,4$ с

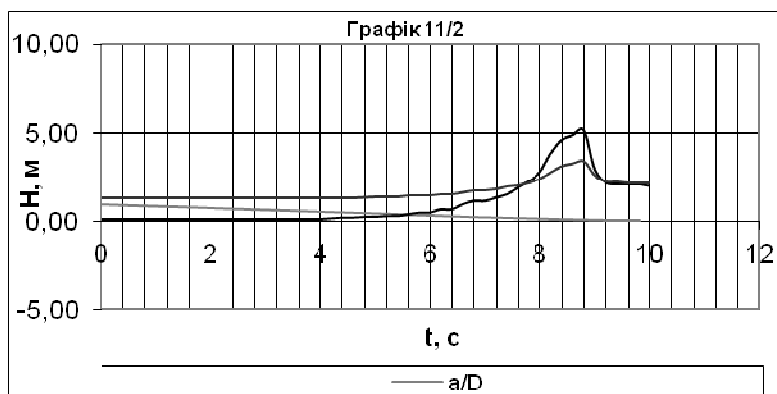


Рис. 6.39. Графіки зміни напорів при лінійному закритті КЗТ за $t_z = 9,6$ с

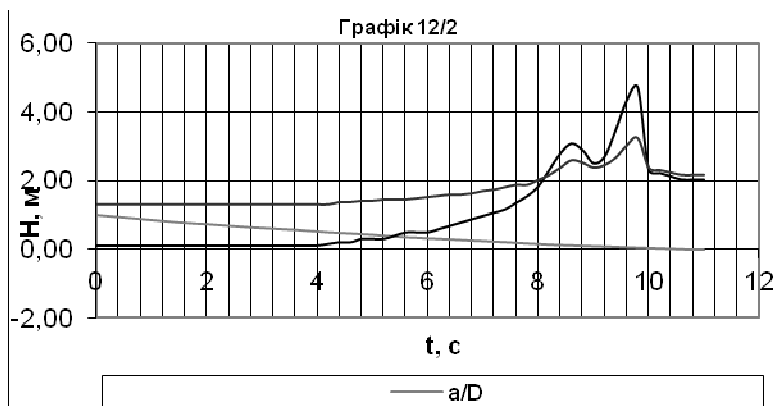


Рис. 6.40. Графіки зміни напорів при лінійному закритті КЗТ за $t_z = 10,8$ с

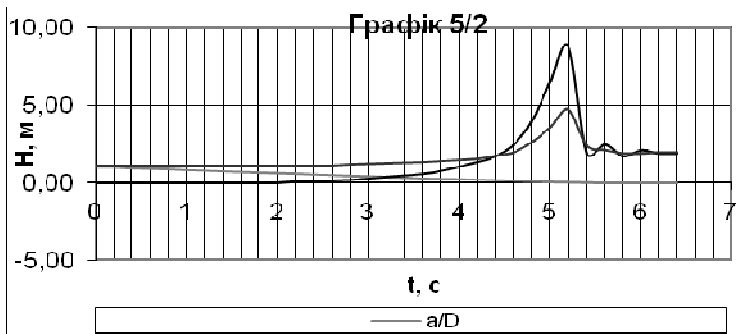


Рис. 6.41. Графіки зміни напорів при комбінованому закритті КЗТ за $t_s = 5,6 \text{ с}$ при $t_r = 3,2 \text{ с}$ і $a/D = 0,36$

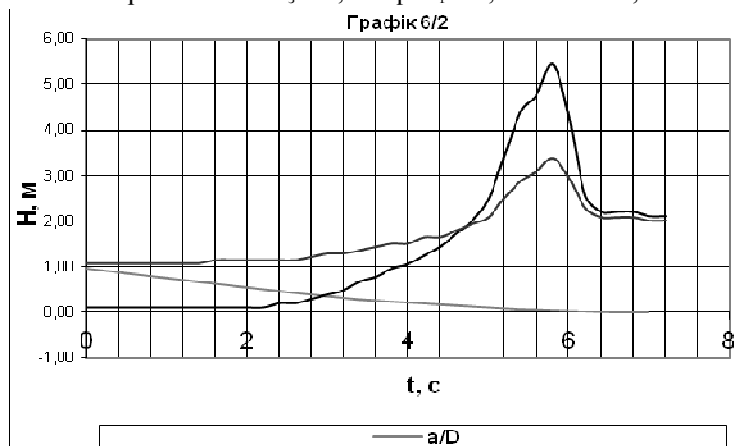


Рис. 6.42. Графіки зміни напорів при комбінованому закритті КЗТ за $t_s = 6,8 \text{ с}$ при $t_r = 3,6 \text{ с}$ і $a/D = 0,29$

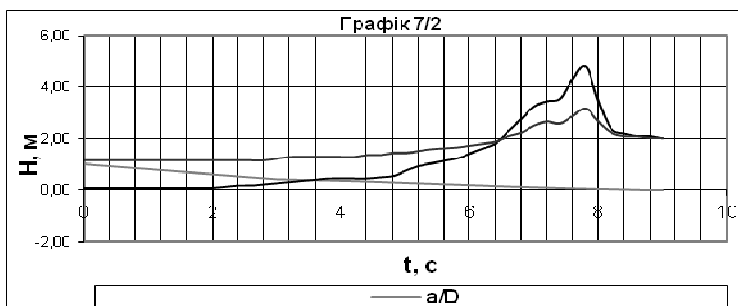


Рис. 6.43. Графіки зміни напорів при комбінованому закритті КЗТ за $t_s = 8,8 \text{ с}$ при $t_r = 3,0 \text{ с}$ і $a/D = 0,43$

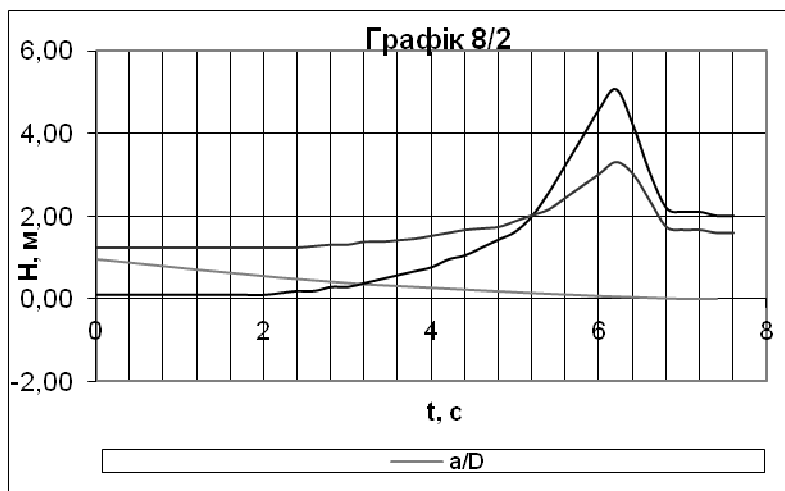


Рис. 6.44. Графіки зміни напорів при комбінованому закритті КЗТ за $t_s = 7,2$ с при $t_r = 3,4$ с і $a/D = 0,36$

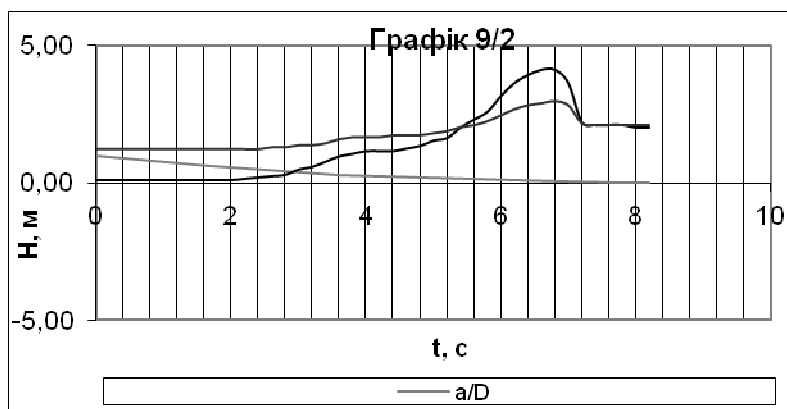


Рис. 6.45. Графіки зміни напорів при комбінованому закритті КЗТ за $t_s = 7,8$ с при $t_r = 3,6$ с і $a/D = 0,29$

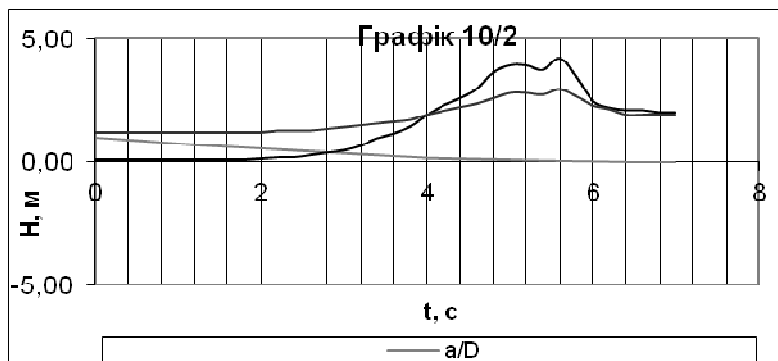


Рис. 6.46. Графіки зміни напорів при комбінованому закритті КЗТ за $t_3 = 6,6$ с при $t_r = 4,0$ с і $a/D = 0,17$

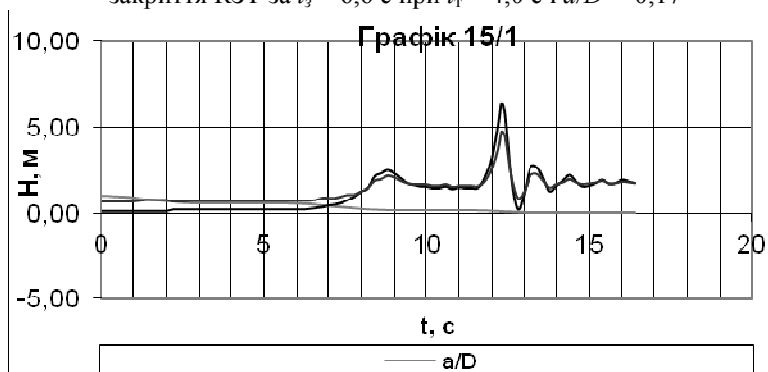


Рис. 6.47. Графіки зміни напорів при переривчастому закритті КЗТ за $t_3 = 13,0$ с при усереднених періодах: закриття $t_{n3} = 6,5$ с, паузи $t_n = 6,5$ с

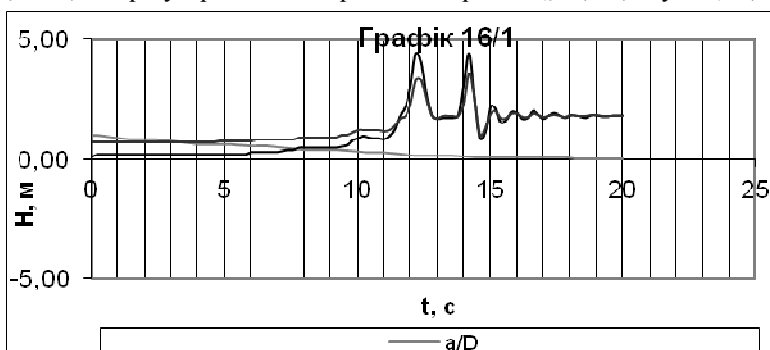


Рис. 6.48. Графіки зміни напорів при переривчастому закритті КЗТ за $t_3 = 18,0$ с при усереднених періодах: закриття $t_{n3} = 1,2$ с, паузи $t_n = 1,2$ с

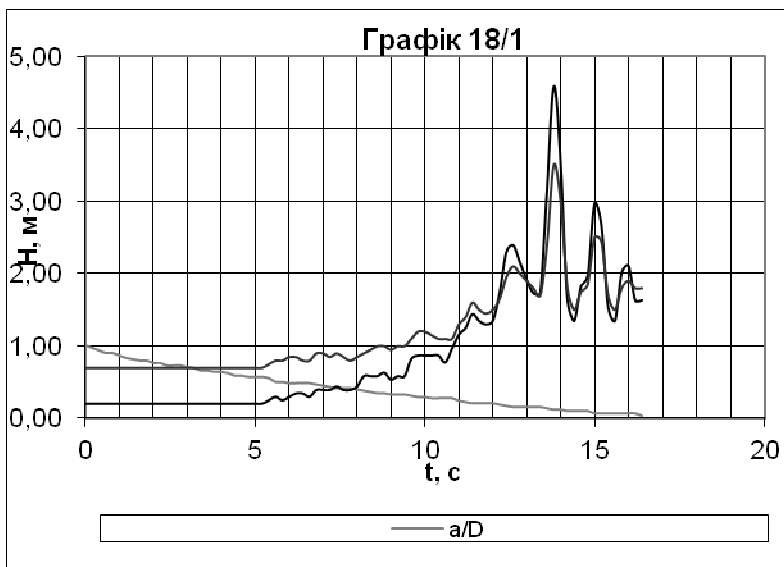


Рис. 6.49. Графіки зміни напорів при переривчастому закритті КЗТ за $t_3 = 16,4$ с при усереднених періодах: закриття $t_{n3}=0,71$ с, паузи $t_n=0,71$ с

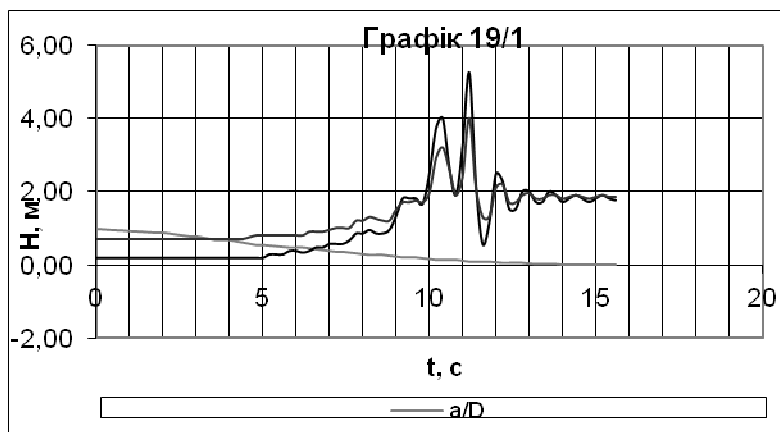


Рис. 6.50. Графіки зміни напорів при переривчастому закритті КЗТ за $t_3 = 14,0$ с при усереднених періодах: закриття $t_{n3}=0,61$ с, паузи $t_n=0,61$ с

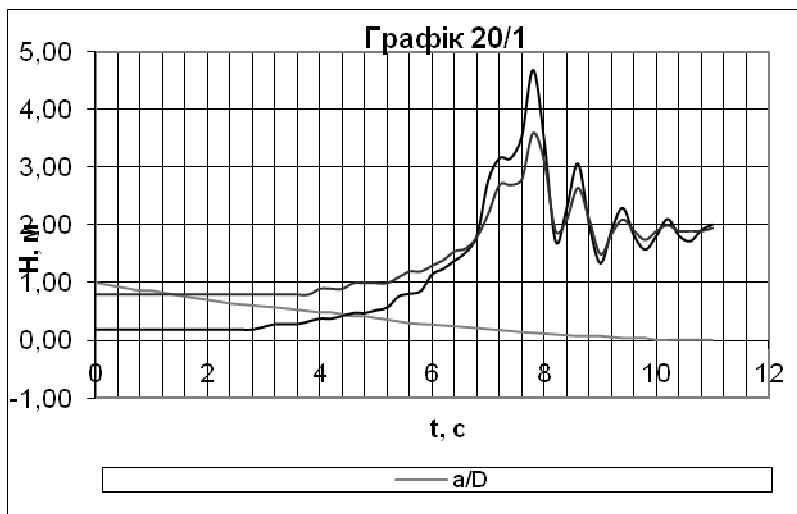


Рис. 6.51. Графіки зміни напорів при переривчастому закритті КЗТ за $t_3 = 10,0 \text{ с}$ при усереднених періодах: закриття $t_{н3}=0,44 \text{ с}$, паузи $t_n=0,44 \text{ с}$

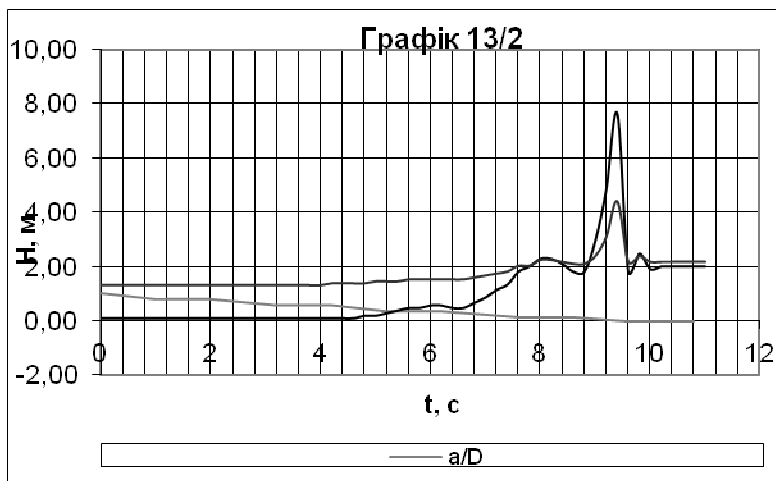


Рис. 6.52. Графіки зміни напорів при переривчастому закритті КЗТ за $t_3 = 9,6 \text{ с}$ при усереднених періодах: закриття $t_{н3}=1,07 \text{ с}$, паузи $t_n=1,07 \text{ с}$

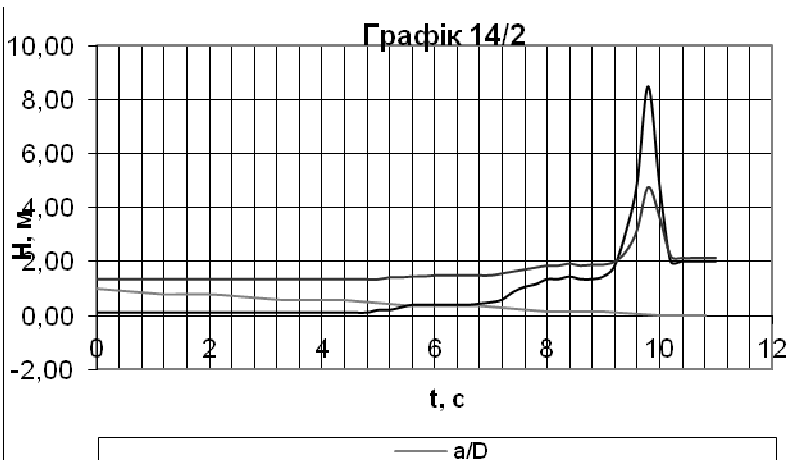


Рис. 6.53. Графіки зміни напорів при переривчастому закритті КЗТ за $t_3 = 10,0$ с при усереднених періодах: закриття $t_{nz} = 1,11$ с, паузи $t_n = 1,11$ с

Друга серія дослідів

Експериментальні дослідження протиударних пристроїв виконувалося на експериментальній установці, яка розташована на території, що прилягає до лабораторії насосних станцій кафедри гідроенергетики та гідравлічних машин (навчальний корпус № 4) НУВГП.

Схема установки наведена на рис. 6.54. Вода для експериментальної установки забирається з підземного резервуара 1 об'ємом $W = 500 \text{ м}^3$ всмоктувальними трубами 2 за допомогою двох насосних агрегатів 3, у склад яких входять насоси К 45/55 (ЗК-6) з частотою обертання $n = 2900$ об/хв, подачею $Q = 13$ л/с, напором $H = 55$ м. Напірним трубопроводом 4 вода поступає у напірний резервуар 5, а зайва її кількість повертається у підземний резервуар скидною трубою 6. З напірного резервуара 5 вода потрапляє у експериментальний трубопровід діаметром 100 мм і довжиною 100 м. З'єднувальним трубопроводом 8 напірний трубопровід сполучається з управляючим пристроєм (скидним клапаном). Додатковий 10 і скидний 11 трубопроводи необхідні для відводу води відповідно від засувки та скидного клапана. З мірного резервуара, в якому розташований трикутний мірний водозлив, вода повертається у підземний резервуар. Для встано-

влення необхідних режимів роботи експериментальної установки використовуються засувки 18-24 і зворотні клапани 25-26.

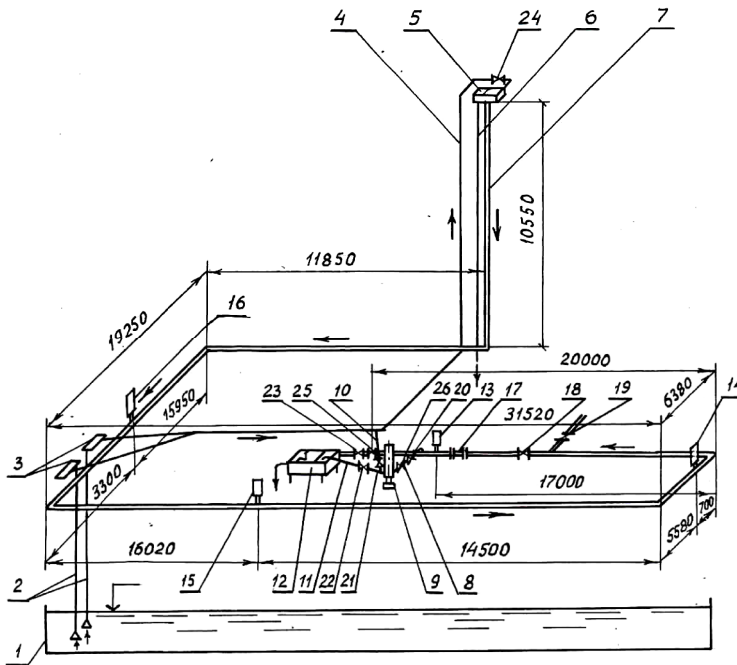


Рис. 6.54. Схема експериментальної установки:

1 – підземний резервуар; 2 – всмоктувальні трубопроводи; 3 – насосні агрегати; 4 – напірний трубопровід $D_y = 100$ мм; 5 – напірний резервуар; 6 – скидна труба; 7 – експериментальний трубопровід $D_y = 100$ мм, $L = 100$ м; 8 – з'єднувальний трубопровід; 9 – скидний клапан; 10 – відвідний трубопровід $D_y = 100$ мм; 11 – скидний трубопровід $D_y = 80$ мм; 12 – мірний резервуар; 13-16 – закриті відводи; 17 – вставка-патрубок; 18-24 – засувки; 25-26 – зворотні клапани

Для визначення витрати води крізь установку при усталених течіях води використовувався трикутний водозлив у мірному резервуарі 12. Трикутний водозлив попередньо тарувався об'ємним способом, при цьому графік тарування практично співпадає з відомою залежністю [506, с. 74]

$$Q_{вод} = 1,343 H_6^{2,47}, \quad (6.4)$$

де $Q_{вод}$ – витрата водозливу, $м^3/с$; H_e – напір на трикутному водозливі, м.

Тиски у водоводі і водоповітряних резервуарах при таруванні установки і перед перехідними процесами вимірювалися за допомогою зразкових і технічних манометрів з межею вимірювання 10-15 $кгс/см^2$ [144, с. 121-124; 225, с. 160-170].

Для вимірювання тиску води при неусталених режимах використовувались тензометричні датчики [225, с.189; 535, с. 147]

датчик Д1, на тиск 0,2 МПа,

датчик Д2, на тиск 0,2 МПа.

Протягом дослідів датчики працювали на двох каналах. Ці датчики перед початком тензометричних досліджень [535; 585] піддавались статичному таруванню за допомогою поршневого преса і зразкового манометра на максимальний тиск 2,5 МПа (заводський номер 10205) з ціною поділки 0,1 $кгс/см^2$. Записи тарування проводилися табличним способом і на осцилографічному папері. Результати тарування наведені на рис. 6.55.

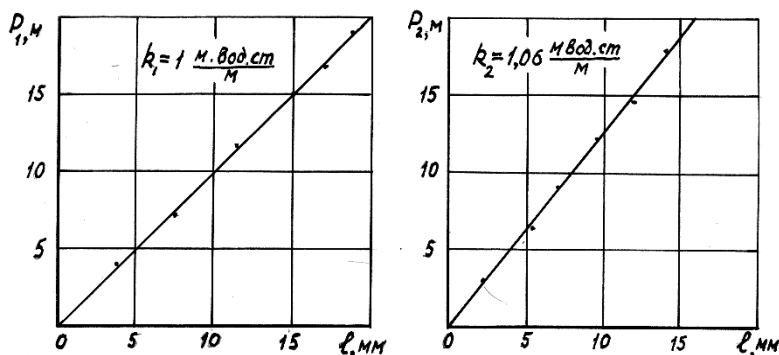


Рис. 6.55. Результати тарування датчиків Д1 і Д2

У складі вимірювальних каналів використовувалися тензопідсилювач 8АНЧ- 7М [585], який має такі основні технічні характеристики:

Кількість процесів, що одночасно фіксуються	8 шт;
Несуча частота, кгц	3,5;
Діапазон вимірювальних частот, гц	0-500;
Діапазон опорів тензодатчиків, Ом	70-400;
Допустима несиметрія активних опорів тензодатчиків	$\pm 0,3\%$;

Нелінійність амплітудної характеристики, %	< 1;
Нерівномірність амплітудно-частотної характеристики, %<3;	
Максимальна довжина з'єднувальних ліній, м	25;
Живлення	0 В, 50 Гц, 270 Вт;
Габаритні розміри, мм	525×290×210
Маса, кг	45±20.

Фіксація параметрів перехідних процесів здійснювалась за допомогою 18-ти каналного світло-променевого осцилографа Н-117/1, який має такі основні технічні характеристики:

Кількість гальванометрів, шт	18;
Лічильник часу з інтервалами між основними відмітками, с	2;0,2; 0,02; 0,002;
Ширина фотострічки, мм	35, 60, 100, 120;
Ємність касети, м	25;
Швидкість руху фотострічки, мм/с	0,5; 1; 2,5; 5; 10;
25; 50; 100; 250; 500; 1000; 2500; 5000; 10000;	
Діапазон частот фіксуємих процесів, Гц	0-15000;
Живлення від мережі 220 В, 50 Гц за допомогою блоку живлення П133.	
Габаритні розміри	528×280×313;

Маса, кг	33;
Маса блоку живлення, кг	17.

Імпульси від датчиків до тензопідсилювача передавалися стандартними екранованими кабелями довжиною 25 м, які входять у комплект тензопідсилювача [586, с.176]. Відмітки часу на фотострічці здійснювалися відповідним пристроєм осцилографа.

Швидкість проходження фотострічки у осцилографі була прийнята 20 мм/с, в деяких випадках 200 мм/с.

Для означених вимірювальних приладів необхідно мати оцінки похибок вимірювань. Результати вимірювань завжди відрізняються від дійсних значень вимірюваних величин через наявність похибок. У практиці досліджень ці похибки необхідно враховувати, добиваючись того, щоб їх значення не перевищували допустимі границі. Для оцінки похибок різних засобів вимірювання вводять поняття відносної похибки. Відносна похиб-

ка δ – це відношення абсолютної похибки вимірювань ε до фактичного значення величини a , яке наводиться у відсотках

$$\delta = \frac{\varepsilon}{a} 100, \% . \quad (6.5)$$

Допустимі граничні відносні похибки результатів вимірювання, які застосовують при дослідженнях водонапірних систем, складають [604, с. 99]: для витрати $\delta_Q \leq 2,0\%$; для напору $\delta_H \leq 1,0\%$, для потужності $\delta_N \leq 1,6\%$, для коефіцієнта корисної дії $\delta_\eta \leq 2,5\%$.

Для функції y , яка утворена величинами a, b, \dots, l , тобто $y=f(a, b, \dots, l)$ – відносна гранична похибка визначається за формулою [604, с. 90]

$$\delta_y = \frac{1}{y} \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial a}\right)^2 a^2 \delta_a^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial b}\right)^2 b^2 \delta_b^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial l}\right)^2 l^2 \delta_l^2}, \quad (6.6)$$

де $\delta_a, \delta_b, \delta_l$ – відповідно відносні похибки величин a, b, l .

У пружинних приладах тиску (манометрах) на шкалі зазначається клас точності K . Клас точності дає найбільшу допустиму похибку ε_{max} у відсотках від граничного значення P_{zp} шкали [306, с. 37]

$$K = \frac{\varepsilon_{max}}{P_{zp}} \cdot 100, \% . \quad (6.7)$$

При проведенні дослідів граничну відносну похибку приладів визначають так

$$\delta_p = KP_{zp} / P, \quad (6.8)$$

де δ_p – гранична відносна похибка приладів тиску, %; K – клас точності приладу, %; P_{zp} – границя виміру тиску приладом за шкалою, кгс/см²; P – максимальне значення тиску у досліді, кгс/см².

При усталених режимах роботи для вимірювання тисків у трубопроводах використовувалися зразкові манометри з діаметром корпусу 160 мм, і класом точності $K = 0,4$ і $P_{zp} = 10$ кгс/см² [225, с. 122]. Максимальні тиски не перевищували $P = 1,2$ кгс/см². Тоді

$$\delta_p = 0,4 \cdot 10 / 1,2 = 3,3\%.$$

При таруванні датчиків тиску використовували зразковий манометр з діаметром корпусу 160 мм, шкалою у 250 поділок, $P_{zp} = 25 \text{ кгс/см}^2$ і класом точності $K = 0,4$. Максимальний тиск, який вимірювався датчиками складає $P = 10 \text{ кгс/см}^2$, тоді

$$\delta_{p,\partial} = 0,4 \cdot 25 / 10 = 1\%,$$

що допустимо.

Початкова витрата у трубопроводі визначалася за допомогою трикутного водозливу за формулою (4.1). Вимірювання напору на водозливі здійснювалося за допомогою шпиценмасштабу з похибкою $\varepsilon_{H_{вод}} = 1 \text{ мм}$. Максимальний напір на водозливі був $H_{\text{max}}^{\text{вод}} = 150 \text{ мм}$, тоді відносна похибка

$$\delta_{H_{\%}''/Б} = \frac{\varepsilon_{H_{\%}''/Б}}{H_{\%}''/Б, \text{max}} \cdot 100 = \frac{1}{150} \cdot 100 = 0,666\%.$$

Відповідно з формулою (*) для залежності (*) отримаємо при $Q_{\text{max}} = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}$

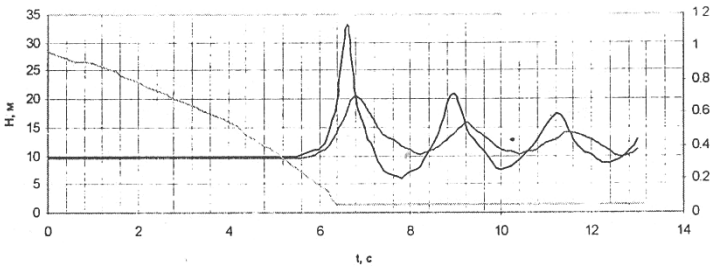
$$\begin{aligned} \delta_Q &= \frac{1}{Q_{\text{max}}} \sqrt{\left(1,343 \cdot 2,47 \cdot H_{\%}^{1,47}''/Б, \text{max}\right)^2 H_{\%}^2''/Б, \text{max} \cdot \delta_{H_{\%}''/Б}^2} = \\ &= \frac{1}{0,012} \sqrt{\left(1,343 \cdot 2,47 \cdot 0,15^{1,47}\right)^2 \cdot 0,15^2 \cdot 0,666^2} = 1,69\% \end{aligned}$$

Експериментальні дослідження [235], рис. 6.56, доводять ефективність роботи запропонованого пристрою.

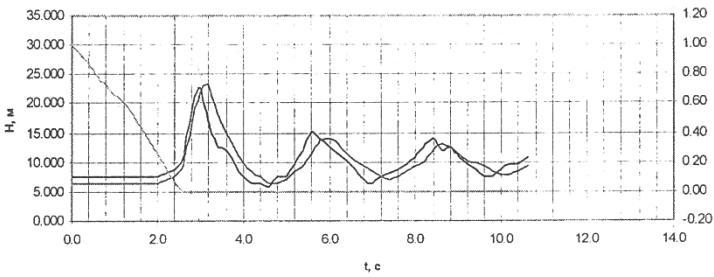
Як показують графіки, рис. 6.56, при однаковій початковій витраті рідини пристрій не тільки зменшує тиск в трубопроводі біля засувки в 1,45 рази, але й скорочує тривалість закриття засувки в 2,5 рази.

Таким чином, експериментально підтверджена ефективність роботи слідкуючого пристрою безударного закриття кінцевої засувки трубопроводу.

Графік 21/3



Графік 13/3



— Напір датчика 1 (кінцевого), м ---- Напір датчика 2 (по середині), м а/Д

Рис. 6.56. Графіки зміни напірів при різних законах закриття КЗТ: дослід 21/3 – при лінійному; дослід 13/3 – при слідкуючому

6.5. Дослідження динамічних процесів в трубопроводах Трушенській насосній станції

Для проведення дослідження засобів захисту водоводів від гідравлічного удару була вибрана діюча Трушенська насосна станція [375].

В насосній станції встановлені два насоса марки ЦН-400-+105 (ЗВ 200х2), які працюють індивідуально на свій напірний трубопровід. Тому досліди проводилися на одній насосній установці. Схема розташування насоса і трубопровідної арматури в насосній станції, а також поздовжній профіль напірного трубопроводу представлений на рис. 6.57.

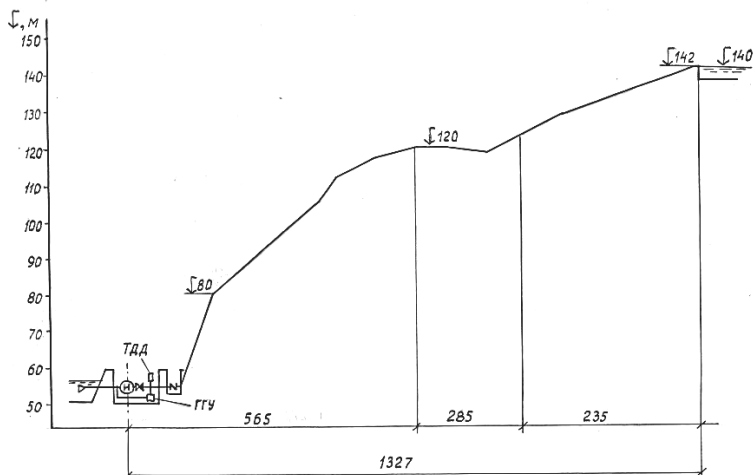


Рис 6.57. Поздовжній профіль напірного трубопроводу Трушенської насосної станції

На напірному трубопроводі насоса в середині станції встановлена засувка $d_y = 250$ мм с електроприводом і зворотний поворотний клапан $d_y = 250$ мм (19 16р) с верхньою підвіскою тарелі. Поза будівлею станції на відстані 7 м в колодязі встановлена ремонтна засувка. Далі по трасі на довжині 565 м іде напірний сталевий трубопровід діаметром $d_y = 300$ мм; на другій ділянці на довжині 265 м проходить трубопровід азбестоцементний ВТ-9 діаметром 300 мм, а на третій ділянці довжиною 235 м проходить азбестоцементний трубопровід ВТ-6 діаметром 250 мм. По трасі трубопроводу трубопровідна арматура відсутня. Вода подається в регулюючий басейн, який розташований на відмітці 142 м. Спряження трубопроводу з басейном виконано у вигляді сифонного водовипуску.

Метою досліджень було встановлення гідродинамічних характеристик системи насос-трубопровід при виникненні гідравлічного удару. Гідравлічний удар створювався і результаті раптового вимикання електродвигуна насоса і закриття тарелі зворотного клапана зворотним потоком води. Тобто створювався один з самих несприятливих випадків виникнення гідравлічного удару.

Для реєстрації тиску в трубопроводі, застосовувалась сучасна тензометрична апаратура. Датчики тиску типу ТДД (тензометричні), світло променевий осцилограф Н-041 і тезометричний підсилювач 8АНЧ-7М.

Досліди проводилися наступним чином. Апаратура налаштовувалася при звичайній роботі насоса на трубопроводі. Потім викликали живлення електродвигуна насоса без попереднього закриття засувки на напірному трубопроводі. Зміна тиску реєструвалося на фотострічці осцилографа за допомогою датчика ТДД, який встановлювався за зворотним клапаном. Результати обробки такого досліду наведені на рис. 6.58. суцільною лінією.

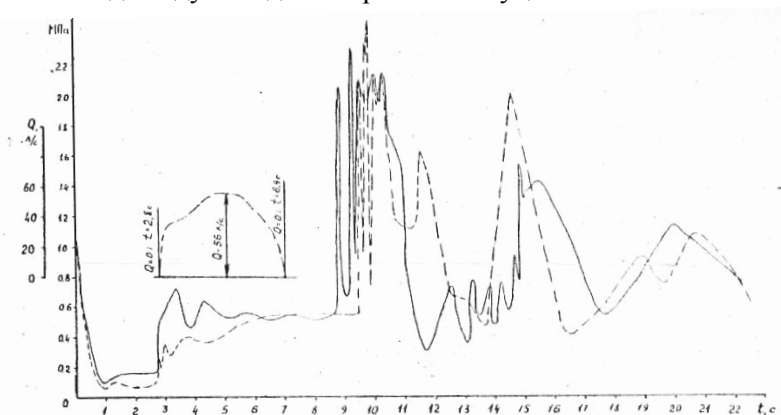


Рис. 6.58. Зміни тиску в напірному трубопроводі Трушенської насосної станції при раптовій зупинці насоса: суцільна лінія – без гасника ГУ; штрихова лінія – з використанням гасника ГУ на обводі зворотного клапан і насоса

Аналіз осцилограми зміни тиску показав, що гідравлічний удар починається з пониження тиску на протязі 1,2 с. Хвиля підвищення тиску з різким піком на 9 секунді характерна для умов розриву суцільності потоку в напірному трубопроводі. Максимальне підвищення тиску становить 2,32 МПа і супроводжується серією глухих несильних звуків в системі. Цей тиск в 2,7 рази перевищує статичний напір, який дорівнює 86 м, і в 2,2 рази перевищує робочий тиск ($p_{роб} = 1,06$ МПа).

Вочевидь, таке підвищення тиску небезпечно для експлуата-

ції насосної установки. Особливо небезпечна дія стосується трубопровідної арматури, яка розрахована на умовний тиск $p_y = 1,6$ МПа.

В аналогічних умовах, але з встановленням гасника гідравлічного удару на обвідній лінії зворотного клапана в насоса, проведений другий дослід. На рис. 6.58 штриховою лінією показана зміна тиску в трубопроводі в цьому випадку. Крім реєстрації тиску на обвідній лінії була зафіксована гідрометричною вертушкою і осцилографом витрата води, яка скидалася гасником. Пропускна здатність гасника, яка визначалася в лабораторних умовах, виражена коефіцієнтом опору і приведена на рис. 6.59.

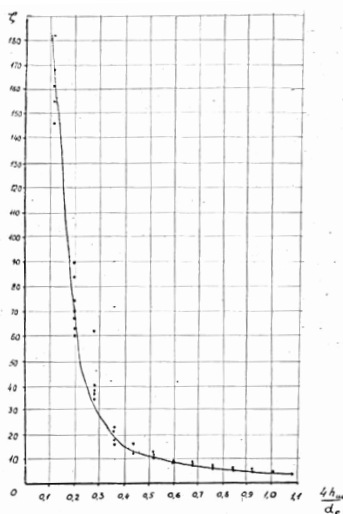


Рис. 6.59. Характеристика пропускної здатності гасника гідравлічних ударів на обводі зворотного клапана і насоса

Осцилограма показує, що гасник відкрився через 2,8 с після виключення насоса і пропрацював 4,1 с. Сплеск тиску на 2,7 с свідчить про реакцію гасника на підвищення тиску. В результаті тиск піднявся до 0,3 МПа і в цей момент (підтверджується вертушкою) гасник відкрився і почалося скидання води. Тривалість скидання води гасником була обумовлена витратною характеристикою дроселя. З осцилограми видно, що для погашення подальшого різкого підйому тиску при гідроударі за рахунок зми-

кання порожнин розривів, необхідне скидання води на протязі не менше 10 с замість 4,1 с.

Максимальний тиск в другому досліді 2,5 МПа. Пояснення цьому може бути в наступному. При розриві суцільності потоку в трубопроводі, нижня колона води починає зворотний рух раніше верхньої. Тиск у зворотного клапана підвищується і через 2,7 с спрацьовує гасник ГУ і починається скидання води. Через те, що з трубопроводу вибігає деякий об'єм води, в даному випадку близько 170 л, то трубопровід спорожнюється на деяку довжину $\Delta l = 3,547$ м. А це означає, що розрив суцільності зріс в в порівнянні з попереднім випадком. Коли верхня колона води починає рухатися в зворотному напрямку, вона дожене нижню колону на відстані $l + \Delta l$. Цим і можна пояснити затримку за часом сплеску тиску (на рис. 6.58 замість 8,7 с маємо 9,4 с).

Аналіз осцилограм показав, що для успішного гасіння гідравлічного удару в трубопроводах, де можливі утворення розривів потоку води, необхідно збільшувати час закриття гасника таким чином, щоб він залишався відкритим і в момент змикання водних колон.

7. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПЕРЕХІДНИХ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧІ ТА ПЕРЕВІРКА ЇХ АДЕКВАТНОСТІ

7.1. Математична модель пружного гідравлічного удару в однорізковому трубопроводі

Запропонований метод розрахунку, який є за змістом методом характеристик, ґрунтується на застосуванні чисельного методу М. А. Мосткова [22; 40; 109; 328; 329].

Відомі спряжені рівняння гідравлічного удару або рівняння Шнидера [14; 284] для двох вузлів, тобто перерізів трубопроводу A , B , які розташовані на відстані $\Delta L = L_{A-B}$ для інтервалу часу

$\Delta t = \frac{L_{A-B}}{a}$ можна представити в наступному вигляді

$$Y_{A,t-\Delta t} - Y_{B,t} = \frac{a}{g} (v_{A,t-\Delta t} - v_{B,t}), \quad (7.1)$$

$$Y_{B,t-\Delta t} - Y_{A,t} = \frac{a}{g} (v_{B,t-\Delta t} - v_{A,t}), \quad (7.2)$$

де $Y_{A,t-\Delta t}$; $Y_{A,t}$ – напори в точці A , відповідно в моменти $t-\Delta t$, t ; $Y_{B,t-\Delta t}$; $Y_{B,t}$ – напори в точці B , відповідно в моменти $t-\Delta t$, t ; $v_{A,t-\Delta t}$; $v_{A,t}$ – середні швидкості в точці A , відповідно в моменти $t-\Delta t$, t ; $v_{B,t-\Delta t}$; $v_{B,t}$ – середні швидкості в точці B , відповідно в моменти $t-\Delta t$, t ; a – швидкість хвилі гідравлічного удару; g – прискорення сили тяжіння.

Назвемо інтервал часу $\mu = \Delta t = \frac{L_{A-B}}{a}$ напівфазою гідравлічного удару на розрахунковій ділянці трубопроводу. Цей інтервал дорівнює часу проходження ударною хвилею розрахункової ділянки між перерізами A , B . Тоді рівняння (7.1), (7.2) можна представити у вигляді

$$Y_{A,t-\mu} - \frac{a}{g} \cdot v_{A,t-\mu} = Y_{B,t} - \frac{a}{g} v_{B,t}, \quad (7.3)$$

$$Y_{B,t-\mu} - \frac{a}{g} v_{B,t-\mu} = Y_{A,t} - \frac{a}{g} v_{A,t}, \quad (7.4)$$

Приведемо рівняння (7.3), (7.4) до безрозмірного вигляду, використавши відносний напір $h_N = \frac{Y_N}{H_H}$ та відносну витра-

ту $q_N = \frac{Q_N}{Q_H}$ вузла N [85; 86; 90; 101; 289; 292].

При наявності в трубопроводній системі насосів за базові величини H_H та Q_H приймають значення напору і подачі основного насоса при максимальному ККД.

Якщо у системі відсутні насоси, то за базові значення H_H та Q_H можна прийняти початкові або кінцеві значення напору та витрати при умові $H_n \neq 0$; $Q_n \neq 0$. Відносний час отримуємо використовуючи в якості базової величини значення напівфази ділянки $\tau = \frac{t}{\mu}$.

Розділимо ліві та праві частини рівнянь (7.3), (7.4) на H_H і, враховуючи, що $v = q \frac{Q_y}{f}$, де f – площа перерізу трубопроводу, отримаємо

$$h_{A,\tau-1} - \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{A,\tau-1} = h_{B,\tau} - \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{B,\tau}, \quad (7.5)$$

$$h_{B,\tau-1} + \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{B,\tau-1} = h_{A,\tau} - \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{A,\tau}. \quad (7.6)$$

Подібно до М. А. Мосткова, введемо поняття імпульсу гідравлічного удару. Якщо позначити

$$\varepsilon_N = \frac{g \cdot f \cdot H_H}{a \cdot Q_H}, \quad (7.7)$$

то для вузла N прямої Ψ_H та зворотний K_H імпульси можна записати так

$$\Psi_N = h_N - \frac{q_N}{\varepsilon_N}, \quad (7.8)$$

$$K_N = h_N + \frac{q_N}{\varepsilon_N}. \quad (7.9)$$

Використовуючи поняття прямого та зворотного імпульсів, рівняння (7.5), (7.6) можна представити у такому вигляді

$$\Psi_{A_{\tau-1}} = \Psi_{B_{\tau}}, \quad (7.10)$$

$$K_{B_{\tau-1}} = K_{A_t}. \quad (7.11)$$

Ці рекурентні вирази визначають основне правило переносу імпульсів в трубопроводі.

Розглянемо найпростіші вузли розривності в розрахункових перерізах водоводу. Наприклад, для звичайного розрахункового перерізу водоводу в точці N без водовідбору (вузол типу P) можна визначити значення напору та витрати у вузлі N в момент τ за значенням імпульсів гідравлічного удару у сусідніх вузлах $N-1$ та $N+1$ у попередній момент часу $\tau-1$. Розрахункова схема типового вузла приведена на рис. 7.1.

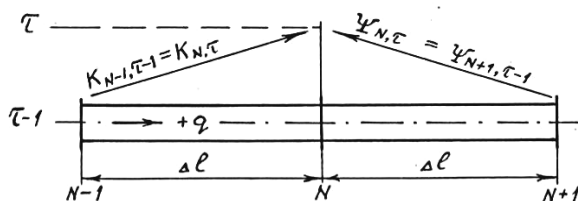


Рис. 7.1. Розрахункова схема типового вузла розривностей

Відстань між вузлами $N-1$, N , $N+1$ прийнята такою, щоб час проходження хвилі між ними дорівнювала μ . Якщо відомі значення імпульсів у вузлах $N-1$ та $N+1$ в момент часу $\tau-1$, то рівняння (7.10), (7.11) дають можливість визначити значення імпульсів у вузлі N в момент часу τ , тобто

$$\Psi_{N,\tau} = \Psi_{N+1,\tau-1}, \quad (7.12)$$

$$K_{N,\tau} = \Psi_{N-1,\tau-1} \cdot \quad (7.13)$$

Ці величини однозначно визначають значення напору та витрати у вузлі N . Запишемо вирази для імпульсів у вузлі N за формулами (7.8), (7.9) для моменту часу τ .

$$\Psi_{N,\tau} = h_{N,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_N}, \quad (7.14)$$

$$K_{N,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_N}, \quad (7.15)$$

Додавши ці вирази та виконуючи перетворення, отримаємо

$$h_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} + \Psi_{N,\tau}}{2}, \quad (7.16)$$

Віднімаючи рівняння (7.14) з рівняння (7.15) після перетворень отримаємо

$$q_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} - \Psi_{N,\tau}}{2} \cdot \varepsilon_N. \quad (7.17)$$

Таким чином, для вузла розривності типу P в точці N однотипового водоводу можна визначити напір та витрату у розрахунковий момент часу за значеннями імпульсів гідралічного удару у сусідніх вузлах в попередній момент часу.

Розглянемо вузол розривності в місці приєднання трубопроводу к резервуару з вільною поверхнею води, рис. 7.2.

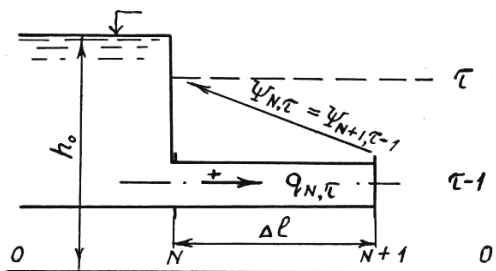


Рис. 7.2. Схема вузла розривностей типу «резервуар ліворуч»

У цьому випадку напір у вузлі N є постійною величиною h_0 . Відповідно до формули (7.16)

$$h_{N,\tau} = h_0 = \frac{K_{N,\tau} + \Psi_{N,\tau}}{2}, \quad (7.18)$$

тоді для резервуару зліва (вузол типу РЛ) відомо $\Psi_{N,\tau}$ та

$$K_{N,\tau} = 2 \cdot h_0 - \Psi_{N,\tau}. \quad (7.19)$$

Для резервуару, який розташований справа від трубопроводу (вузол типу РП), відомо $K_{N,\tau}$, тоді

$$\Psi_{N,\tau} = 2 \cdot h_0 - K_{N,\tau}. \quad (7.20)$$

Витрата в цих вузлах визначається за формулою (7.17).

Для тупика (вузол типу ТП), рис. 7.3 витрата у вузлі завжди дорівнює нулю, тобто

$$q_{N,\tau} = 0. \quad (7.21)$$

Тоді з рівняння (7.17)

$$q_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} - \Psi_{N,\tau}}{2} \cdot \varepsilon_N = 0. \quad (7.22)$$

Звідки для тупику

$$K_{N,\tau} = \Psi_{N,\tau}. \quad (7.23)$$

Напір у вузлі визначається відповідно до формули (7.16).

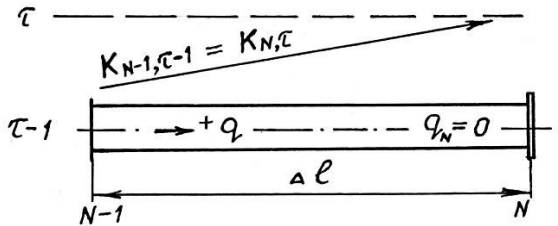


Рис. 7.3. Схема вузла розривностей з тупиком

Залежності (7.7)-(7.23) дозволяють проводити розрахунки гідравлічного удару в простому трубопроводі методом сітки з рівномірним кроком за часом $\Delta t = \mu = \frac{\Delta L}{a}$ або $\Delta \tau = \frac{\Delta t}{\mu} = 1$,

рис. 7.4, визначаючи напори та витрати у вузлах $N = 1, 2, 3 \dots N_{\max}$, якщо відомі граничні умови у вузлах $N = 1$ та N_{\max} . При цьому

гідравлічні втрати напору не враховують, та відповідно, дана методика може бути застосована у випадку незначних гідравлічних втрат в напірному водоводі.

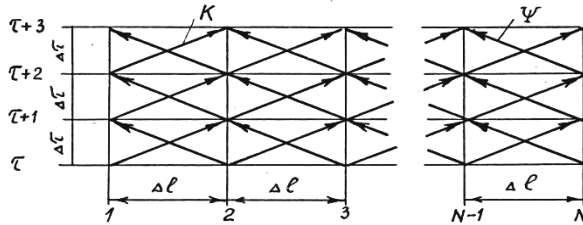


Рис. 7.4. Схема розрахунку гідравлічного удару методом «сітки»

Врахування гідравлічних втрат при гідравлічному ударі може бути виконане різними способами. Перший варіант – шляхом встановлення у кожному вузлі розривності N двох фіктивних діафрагм, які сумісно імітують гідравлічні втрати рівномірно розподілені на кожній ділянці трубопроводу. Коефіцієнт k_N , який враховує гідравлічні втрати у вузлі N j -тої ділянки трубопроводу можна визначити за залежністю

$$k_N = 1,1 \cdot A_j \cdot a_j \cdot \mu \cdot Q_H^2 / H_H, \quad (7.24)$$

де A_j – питомий опір трубопроводу, $\text{с}^2/\text{м}^6$.

Тут чисельним коефіцієнтом 1,1 наближено враховані місцеві гідравлічні втрати на розрахунковій ділянці трубопроводу при усталеному русі рідини. В цьому методі передбачається справжність гіпотези квазістаціонарності та вважається, що течія рідини проходить в зоні квадратичного опору. Розглянемо визначення напорів $h_{N,l}$, h_N і $h_{N,np}$ та витрати $q_{N,l}$ і $q_{N,np}$ в типовому вузлі з врахуванням втрат напору, рис. 7.5. Визначимо за формулою (7.7) коефіцієнти $\varepsilon_{N,l}$ – ліворуч від фіктивної діафрагми вузла N та $\varepsilon_{N,np}$ – праворуч від фіктивної діафрагми вузла N з врахуванням відповідних діаметрів трубопроводу.

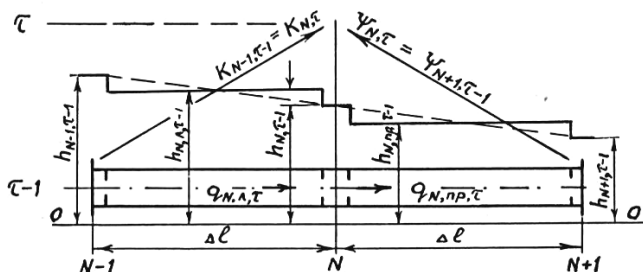


Рис. 7.5. Схема типового вузла розривностей з врахуванням втрат напору шляхом розміщення у вузлі фіктивних діафрагм

Запишемо для цього вузла рівняння імпульсів, рівняння втрат напору і, допускаючи, що відповідно до рівняння нерозривності $q_{N,л} = q_{N,нр} = q_{N,τ}$

$$\Psi_{N,τ} = h_{нр,τ} - \frac{q_{N,τ}}{\varepsilon_{N,нр}}, \quad (7.25)$$

$$K_{N,τ} = h_{л,τ} + \frac{q_{N,τ}}{\varepsilon_{N,л}}, \quad (7.26)$$

$$h_{л,τ} - h_{N,τ} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,τ}| \cdot q_{N,τ}, \quad (7.27)$$

$$h_{N,τ} - h_{нр,τ} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,τ}| \cdot q_{N,τ}. \quad (7.28)$$

Введемо лінеаризацію гідравлічних втрат напору, тоді рівняння (7.27), (7.28) набудуть вигляду

$$h_{л,τ} - h_{N,τ} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,τ-1}| \cdot q_{N,τ}, \quad (7.29)$$

$$h_{N,τ} - h_{нр,τ} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,τ-1}| \cdot q_{N,τ}, \quad (7.30)$$

Розв'язуючи сумісно рівняння (7.25), (7.26) та (7.29), (7.30) та вводячи позначення

$$B_5 = \frac{1}{\frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,τ-1}| + \frac{1}{\varepsilon_{N,л}}}, \quad (7.31)$$

$$B_6 = \frac{1}{\frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,\tau-1}| + \frac{1}{\varepsilon_{N,np}}}, \quad (7.32)$$

отримуємо

$$h_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} \cdot B_5 + \Psi_{N,\tau} \cdot B_6}{B_5 + B_6}, \quad (7.33)$$

$$q_{N,\tau} = (K_{N,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot B_5 = (h_{N,\tau} - \Psi_{N,\tau}) \cdot B_6. \quad (7.34)$$

Значення $h_{n,\tau}$ та $h_{np,\tau}$ визначаються за формулами (7.27), (7.28). Аналогічно враховуються гідравлічні втрати в фіктивних діафрагмах та при розгляді інших вузлів розривностей. Якщо для врахування гідравлічних втрат напору використовуються значення λ , які визначаються за формулами (1.45), (1.46) для різних областей гідравлічного опору, то значення коефіцієнта k_{Nl} для j -тої ділянки трубопроводу знаходиться таким чином

$$k_{Nl} = \frac{\lambda \cdot a_j \cdot \mu \cdot Q_H^2}{d_{mp,j} \cdot f_j^2 \cdot 2 \cdot g \cdot H_H}. \quad (7.35)$$

В подальших розрахунках враховується більше із двох значень k_{Nl} та k_N , яке визначається за формулою (7.24).

Відповідно до другого варіанту розглянемо яким чином можна врахувати гідравлічні втрати що обумовлюють затухання гідравлічного удару при його розрахунку методом характеристик. За рекомендаціями [173; 176] швидкість течії рідини після збурення можна представити таким чином

$$v = v_0 \cdot e^{-\mu_1 \cdot t}. \quad (7.36)$$

Нехай для точки A напівнескінченної труби у відповідності з (7.36)

$$v_A = v_0 \cdot e^{-\mu_1 \cdot t_A}, \quad (7.37)$$

тоді для точки B на відстані $\Delta X = X_A - X_B$, причому

$$\Delta t = t_B - t_A = \frac{\Delta X}{a} = \mu, \text{ де } \mu - \text{напівфаза розрахункової ділянки.}$$

$$v_B = v_0 \cdot e^{-\mu_1 \cdot t_B} = v_0 \cdot e^{-\mu_1 \cdot (t_A + \Delta t)} = v_0 \cdot e^{-\mu_1 \cdot t_A} \cdot e^{-\mu_1 \cdot \Delta t} = v_A \cdot e^{-\mu_1 \cdot \mu}. \quad (7.38)$$

Відповідно для зворотного імпульсу гідравлічного удару, який переходить з вузла N до вузла $N+1$, можна записати у вигляді

$$K_{N+1,\tau} = h_{N,\tau-1} + \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,np}} \cdot e^{-\mu_1 \mu}, \quad (7.39)$$

а для прямого імпульсу, який проходить від вузла N до вузла $N-1$, відповідно

$$\Psi_{N-1,\tau} = h_{N,\tau-1} - \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,l}} \cdot e^{-\mu_1 \mu}. \quad (7.40)$$

Формули (7.39) та (7.40) являють собою правила переносу імпульсів з врахуванням затухання хвилі гідравлічного удару за рахунок гідравлічного тертя і втрат енергії на гістерезис в матеріалі труб.

Для використання залежності (1.61) в запропонованому розрахунку гідравлічного удару методом характеристик доцільно призначати $\lambda_{HV} = \lambda$ при визначенні μ_1 за формулою (1.51), а формули (7.39) та (7.40) для зворотного та прямого імпульсів представити в такому вигляді

$$\bar{K}_{N+1,\tau} = h_{N,\tau-1} + \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,np}} \cdot \left[1 - (1 - e^{-\mu_1 \mu}) \cdot K_\delta \right] \cdot e^{-\mu_1 \mu}, \quad (7.41)$$

$$\bar{\Psi}_{N-1,\tau} = h_{N,\tau-1} - \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,l}} \cdot \left[1 - (1 - e^{-\mu_1 \mu}) \cdot K_\delta \right] \cdot e^{-\mu_1 \mu}. \quad (7.42)$$

При третьому способі врахування гідравлічних втрат напору за допомогою введення поправочних коефіцієнтів φ_Ψ та φ_K , які визначаються за формулами (1.53), (1.54), знаходимо

$$\varepsilon_{N\Psi} = \frac{\varepsilon_N}{\varphi_\Psi}, \quad (7.43)$$

$$\varepsilon_{NK} = \frac{\varepsilon_N}{\varphi_K}. \quad (7.44)$$

Тоді імпульси гідравлічного удару

$$\Psi_N = h_N - \frac{q_N}{\varepsilon_{N\Psi}}, \quad (7.45)$$

$$K_N = h_N + \frac{q_N}{\varepsilon_{N\Psi}}. \quad (7.46)$$

Решта розрахунку гідравлічного удару аналогічна методу М. А. Мосткова.

У газорідних потоках при достатньо малій розрахунковій ділянці ΔL можна використовувати лінійну інтерполяцію [560] для визначення імпульсів гідравлічного удару з використанням значення дійсної швидкості ударної хвилі a_ϕ , рис. 7.6.

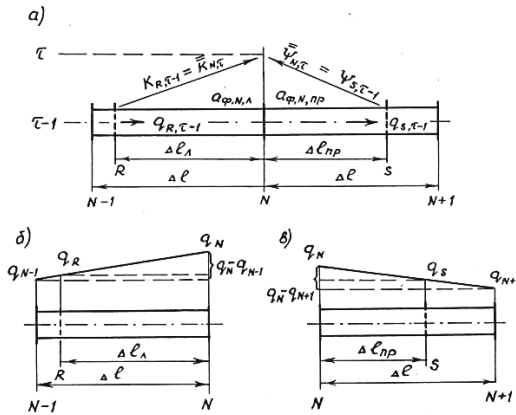


Рис. 7.6. Схема вузла розривностей в трубопроводі з газорідним потоком

У підпрограмі формування імпульсів гідравлічного удару попередньо визначають значення a_ϕ для кожного вузла N . Приймаючи $a = a_\phi$, за формулою (7.7) для кожної ділянки знаходимо $\varepsilon_{N,l}$ і $\varepsilon_{N,np}$. Визначаємо відстань ΔL_{np} за формулами

$$\Delta L_l = a_{\phi,N,l} \cdot \mu, \quad (7.47)$$

$$\Delta L_{np} = a_{\phi,N,np} \cdot \mu. \quad (7.48)$$

Необхідно дотримання умов

$$\Delta L_l < \Delta L \quad \text{та} \quad \Delta L_{np} < \Delta L. \quad (7.49)$$

Після цього обраховують відносні витрати та напори в точках R та S

$$q_R = q_N - (q_N - q_{N-1}) \cdot \frac{\Delta L_{,l}}{\Delta L}, \quad (7.50)$$

$$h_R = h_N - (h_N - h_{N-1}) \cdot \frac{\Delta L_{,l}}{\Delta L}, \quad (7.51)$$

$$q_S = q_N - (q_N - q_{N+1}) \cdot \frac{\Delta L_{np}}{\Delta L}, \quad (7.52)$$

$$h_S = h_N - (h_N - h_{N+1}) \cdot \frac{\Delta L_{np}}{\Delta L}. \quad (7.53)$$

Враховуючи що $\Delta L_{,l} = a_{\mathcal{K},N} \cdot \mu$ формули (7.50)-(7.53) можна представити у такому вигляді

$$q_R = q_N - (q_N - q_{N-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,l}}{a_{\mathcal{K},N,l}}, \quad (7.54)$$

$$h_R = h_N - (h_N - h_{N-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,l}}{a_{\mathcal{K},N,l}}, \quad (7.55)$$

$$q_S = q_N - (q_N - q_{N+1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,np}}{a_{\mathcal{K},N,np}}, \quad (7.56)$$

$$h_S = h_N - (h_N - h_{N+1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,np}}{a_{\mathcal{K},N,np}}. \quad (7.57)$$

З урахуванням формул (1.51), (7.39), (1.62) зворотний імпульс гідравлічного удару, який виходить із вузла $N-1$ в момент часу $\tau-1$ та надходить у вузол N в момент часу τ , можна визначити за формулою

$$\bar{K}_{N,\tau} = h_{N,\tau-1} - (h_{N,\tau-1} - h_{N-1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,l}}{a_{\mathcal{K},N,l}} + \left[q_{N,\tau-1} - (q_{N,\tau-1} - q_{N-1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,l}}{a_{\mathcal{K},N,l}} \right] \cdot \frac{e^{-i\mu}}{\varepsilon_{N-1,p}}, \quad (7.58)$$

Аналогічно для прямого імпульсу, який виходить із вузла $N-1$ в момент часу $\tau-1$ та надходить у вузол N в момент часу τ , можна записати формулу

$$\bar{\Psi}_{N,\tau} = h_{N,\tau-1} - (h_{N,\tau-1} - h_{N+1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,np}}{a_{\mathcal{K},N,np}} - \left[q_{N,\tau-1} - (q_{N,\tau-1} - q_{N+1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,np}}{a_{\mathcal{K},N,np}} \right] \cdot \frac{e^{-i\mu}}{\varepsilon_{N-1,l}}, \quad (7.59)$$

Пропонується наступна методика розрахунку гідравлічного удару з розривом суцільності потоку. Настання кавітаційного розриву у вузлі відбувається, якщо виконується умова

$$h_N < h_{bN} , \quad (7.60)$$

де h_{bN} – напір у вузлі N , який відповідає появі вакууму в трубопроводі, $H_{\text{вак}} = 8 \dots 9$ м. У відносних величинах $h_{\text{вак}} = H_{\text{вак}} / H_n$.

Для кожного вузла знаходимо значення h_{bN} відповідно до рис. 7.7 за формулою

$$h_{bN} = Z_N - h_{\text{вак}} . \quad (7.61)$$

Імпульси гідравлічного удару відбиваються від вакуумної порожнини, як від вільної поверхні, та аналогічно до формул (7.19) та (7.20)

$$K_{N,np,\tau} = 2 \cdot h_{\text{вак}} - \Psi_{N,np,\tau} , \quad (7.62)$$

$$\Psi_{N,l,\tau} = 2 \cdot h_{\text{вак}} - K_{N,np,\tau} , \quad (7.63)$$

де

$$\Psi_{N,np,\tau} = \Psi_{N+1,l,\tau-1} , \quad (7.64)$$

$$K_{N,l,\tau} = K_{N-1,np,\tau-1} . \quad (7.65)$$

Витрати будуть різними з двох боків від вакуумної порожнини відповідно до формули (7.7), пропускаячи індекс « τ »,

$$q_{N,np,\tau}^* = \frac{K_{N,l} - \Psi_{N,l}}{2} \cdot \varepsilon_N , \quad (7.66)$$

$$q_{N,np}^* = \frac{K_{N,np} - \Psi_{N,np}}{2} \cdot \varepsilon_N . \quad (7.67)$$

Якщо розрив суцільності потоку виникає в декількох близько розташованих вузлах по місцях проходження хвилі пониженого тиску, то механізм передачі імпульсів перестає бути ефективним, тому що в цьому випадку не враховуються: втрати на тертя (діафрагми розташовуються у вузлах), вплив сили тяжіння води, похилу трубопроводу та інерції колони на швидкість води [99].

Розглянемо розрахункову ділянку трубопроводу з розривами суцільності потоку по її кінцям, представив позначення у абсолютних величинах, рис. 7.7.

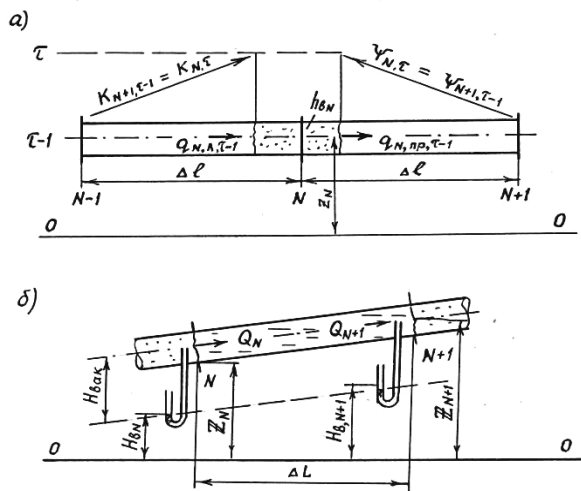


Рис. 7.7. Схема розрахункової ділянки трубопроводу з розривами суцільності потоку

Маючи на увазі що $Q_N = Q_{N-1} = Q$ тому що вважаємо рух колони плавним, коливальним, визначимо швидкість води в трубопроводі

$$v = \frac{Q}{f}. \quad (7.68)$$

Для неусталеного руху рідини в колоні можливе застосування рівняння жорсткого гідравлічного удару, тобто рівняння Бернуллі з інерційним членом [575]. Запишемо це рівняння для перерізів N та $N+1$ відносно площини порівняння О-О.

$$Z_N - \frac{P_{\text{вак}}}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g} = Z_{N+1} - \frac{P_{\text{вак}}}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + H_W + H_{\text{ин}}. \quad (7.69)$$

В цьому рівнянні позначено

$$H_W = H_{W,H,yu} \cdot \left(\frac{Q}{Q_H} \right)^2, \quad (7.70)$$

$$H_{\text{ин}} = \frac{\Delta L}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{\Delta L}{g \cdot f_{\text{мп}}} \cdot \frac{dQ}{dt}. \quad (7.71)$$

Тому що

$$Z_N - Z_{N+1} = H_{e,N} - H_{e,N+1} . \quad (7.72)$$

Тобто рівняння (7.69) можна записати у вигляді

$$H_{ин} = H_{e,N} - H_{e,N+1} - H_W \quad (7.73)$$

або

$$\frac{\Delta L}{g \cdot f_{mp}} \cdot \frac{dQ}{dt} = H_{e,N} - H_{e,N+1} - H_W . \quad (7.74)$$

Перейдемо до безрозмірних величин. Для цього всі члени рівняння (7.74) розділимо на H_H та припускаючи що

$$k_N = k_{N+1} , \quad (7.75)$$

$$q = \frac{Q}{Q_H} , \quad (7.76)$$

$$d\tau = \frac{dt}{\mu} \quad (7.77)$$

отримуємо

$$\frac{\Delta L \cdot Q_H}{g \cdot f_{mp} \cdot H_H \cdot \mu} \cdot \frac{d\left(\frac{Q}{Q_H}\right)}{\frac{dt}{\mu}} = \frac{H_{e,N}}{H_H} - \frac{H_{e,N+1}}{H_H} - \frac{H_{WHч}}{H_H} \cdot \left(\frac{Q}{Q_H}\right)^2 . \quad (7.78)$$

Ведемо позначення

$$T_{r,ych} = \frac{\Delta L \cdot Q_H}{g \cdot f_{mp} \cdot H_H} , \quad (7.79)$$

$$S_t = \frac{\mu}{T_{r,ych}} . \quad (7.80)$$

Параметр $T_{r,ych}$, який має розмірність часу, має назву постійної часу розрахункової ділянки трубопроводу; S_t – безрозмірна і є критерієм одночасності.

Рівняння (7.78) у відносних величинах має вигляд

$$\frac{1}{S_t} \cdot \frac{dq}{d\tau} = h_{e,N} - h_{e,N+1} - k_N \cdot q^2 . \quad (7.81)$$

Переходячи до кінцевих різниць та враховуючи, що $\Delta\tau = 1$, знаходимо поправки до витрати на границях розрахункової ділянки

$$\Delta q_{\tau,np} = S_t \cdot (h_{e,N} - h_{e,N+1}) - S_t \cdot k_N \cdot q_{\tau,np}^* \cdot |q_{\tau,np}^*|, \quad (7.82)$$

$$\Delta q_{\tau,l} = S_t \cdot (h_{e,N-1} - h_{e,N}) - S_t \cdot k_N \cdot q_{\tau,l}^* \cdot |q_{\tau,l}^*|. \quad (7.83)$$

Тоді

$$q_{N,np,\tau} = q_{N,np}^* + \Delta q_{\tau,np}, \quad (7.84)$$

$$q_{N,l,\tau} = q_{N+1,l}^* + \Delta q_{\tau,l}. \quad (7.85)$$

З моменту утворення розриву суцільності потоку необхідно враховувати зміни об'єму вакуумної порожнини у вузлі N . У відносних величинах при $\Delta\tau = 1$ цей об'єм визначається так

$$V_{N,t} = \sum q = V_{N,\tau-1} - q_{N,np} + q_{N,l}. \quad (7.86)$$

До того поки $V_{N,\tau} > 0$ вакуумна порожнина існує. Якщо в процесі розрахунку виконується умова $V_{N,\tau} \leq 0$, то це вказує на змикання порожнини. Якщо така умова відбудеться біля закритої засувки, то подальший розрахунок виконується як для тупику.

Якщо змикання вакуумної порожнини, тобто співударяння водяних колон, які розійшлися, відбувається в проміжному вузлі N , то у відповідності з рекомендаціями М. М. Андріяшева [12; с. 22] у абсолютних величинах

$$v_N = \frac{v_l + v_{np}}{2} + \frac{g}{a} \cdot \frac{H_l - H_{np}}{2}, \quad (7.87)$$

$$H_N = \frac{H_l + H_{np}}{2} + \frac{a}{g} \cdot \frac{v_l - v_{np}}{2}. \quad (7.88)$$

Якщо $v_l > v_{np}$, то напрямлення v_N співпадає з v_l . Так як напори в крайніх точках вакуумної порожнини рівні, тобто $H_l = H_{np} = H_{eN}$, то формули (7.87), (7.88) спрощуються

$$v_N = \frac{v_l + v_{np}}{2}, \quad (7.89)$$

$$H_N = H_{eN} + \frac{a}{g} \cdot \frac{v_l - v_{np}}{2}. \quad (7.90)$$

Перетворимо ці співвідношення через відомі у вузлі імпульси гідравлічного удару $K_{N,l}$ та $\Psi_{N,np}$. Із формул (7.8) та (7.9), які визначають прямий та зворотній імпульси, знаходимо

$$q_{N,l} = (K_{N,l} - h_{eN}) \cdot \varepsilon_N, \quad (7.91)$$

$$q_{N,np} = (h_{eN} - \Psi_{N,np}) \cdot \varepsilon_N. \quad (7.92)$$

Тоді відповідно до (7.89)

$$q_N = \frac{1}{2} \cdot [(K_{N,l} - h_{eN}) \cdot \varepsilon_N + (h_{eN} - \Psi_{N,np}) \cdot \varepsilon_N] = \frac{1}{2} (K_{N,l} - \Psi_{N,np}) \cdot \varepsilon_N. \quad (7.93)$$

Аналогічно за (7.90)

$$h_N = h_{eN} + \frac{1}{\varepsilon_N} \cdot \frac{q_{N,l} - q_{N,np}}{2}. \quad (7.94)$$

Підставляючи в цей вираз значення витрат за формулами (7.91), (7.92), отримуємо

$$h_N = \frac{K_{N,l} + \Psi_{N,np}}{2}. \quad (7.95)$$

Розроблена методика дозволяє враховувати особливості проходження гідравлічного удару в напірних трубопроводах, які мають переломи профілю та різні похили на окремих ділянках. У виразі (7.82) різниця $h_{eN} - h_{e,N+1}$ враховує вплив сили тяжіння, член $k_N \cdot q_N^* \cdot |q_N^*|$ – сили гідравлічного тертя на швидкість переміщення відірваної колони води. Для напірних трубопроводів, які мають ламаний профіль опуклістю вверх, в початковій крутій частині $h_{eN} - h_{e,N+1}$ більше, ніж в наступній пологій частині, відповідно, і водяна колона на початковій частині трубопроводу загальмовується більше. Остання обставина приводить до появи розривів суцільності потоку в точці перелому профілю і подальшому значному тиску при ударі колон води.

7.2. Математичне моделювання вузлів розривностей трубопровідної мережі

Розглянемо граничні умови проходження хвиль гідравлічного удару в різних вузлах розривностей [87; 90; 111; 367; 369; 366; 376]. Рахуючи, що більш зручно враховувати гідравлічні втрати в трубопроводі за допомогою логарифмічного дикременту затухання, в подальшому діафрагми у вузлах розривностей не розглядаємо.

Для вузла N розривностей, в якому змінюється діаметр трубопроводу, рис. 7.8 (вузол типу ИД) необхідно визначати за формулою (7.7) два коефіцієнти $\varepsilon_{N,l}$, $\varepsilon_{N,np}$ з врахуванням відповідних діаметрів трубопроводів з лівого та правого боку від вузла N .

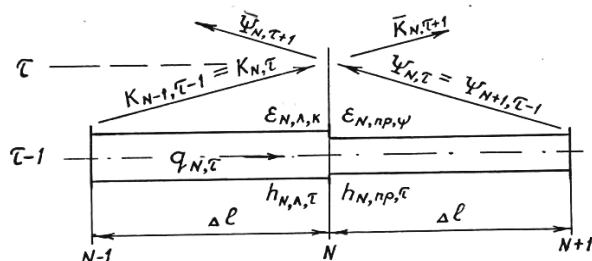


Рис. 7.8. Схема розрахункового вузла розривностей при зміні діаметра трубопроводу

Напір та витрата у вузлі N визначаємо додаючи та віднімаючи вирази для імпульсів гідравлічного удару (7.25), (7.26), а саме:

$$h_{N, \tau} = \frac{K_{N,l, \tau} \cdot \varepsilon_{N,l} + \Psi_{N,np, \tau} \cdot \varepsilon_{N,np}}{\varepsilon_{N,l} + \varepsilon_{N,np}}, \quad (7.96)$$

$$q_{N,l, \tau} = q_{N,np, \tau} = q_{N, \tau} = \frac{K_{N,l, \tau} + \Psi_{N,np, \tau}}{\frac{1}{\varepsilon_{N,l}} + \frac{1}{\varepsilon_{N,np}}}. \quad (7.97)$$

Якщо не враховувати затухання гідравлічного удару, то імпульси, які йдуть від вузла N визначаються за формулами

$$\bar{K}_{N,np,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (7.98)$$

$$\bar{\Psi}_{N,l,\tau} = h_{N,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}. \quad (7.99)$$

Для вузла розривностей, в якому змінюється діаметр трубопроводу та наявний регулюючий затвор (вузол типу РЗ), рис. 7.9 можна записати наступну систему рівнянь при $q_{N,l,\tau} = q_{N,np,\tau} = q_{N,\tau}$.

$$K_{N,l,\tau} = h_{N,l,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}, \quad (7.100)$$

$$\Psi_{N,np,\tau} = h_{N,np,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (7.101)$$

$$h_{N,l,\tau} - h_{N,np,\tau} = k_{зН} \cdot q_{N,\tau} \cdot |q_{N,\tau}|, \quad (7.102)$$

де $k_{зН} = f(\tau)$ – коефіцієнт, який характеризує зміни гідравлічного опору затвору в часі. Невідомими є значення $q_{N,\tau}$, $h_{N,l,\tau}$, $h_{N,np,\tau}$.

Віднімаючи рівняння (7.101) із рівняння (7.100) отримуємо

$$h_{N,l,\tau} - h_{N,np,\tau} = K_{N,l,\tau} - \Psi_{N,np,\tau} - \left(\frac{1}{\varepsilon_{N,l}} + \frac{1}{\varepsilon_{N,np}} \right) \cdot q_{N,\tau}. \quad (7.103)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (7.102) та (7.103) і вводячи позначення для A , B , отримуємо квадратне рівняння відносно $q_{N,\tau}$

$$q_{N,\tau}^2 + 2 \cdot B \cdot q_{N,\tau} - A = 0. \quad (7.104)$$

де

$$B = \frac{\frac{1}{\varepsilon_{N,l}} + \frac{1}{\varepsilon_{N,np}}}{2 \cdot k_{зН}}, \quad (7.105)$$

$$A = \frac{K_{N,l,\tau} - \Psi_{N,np,\tau}}{k_{зН}}. \quad (7.106)$$

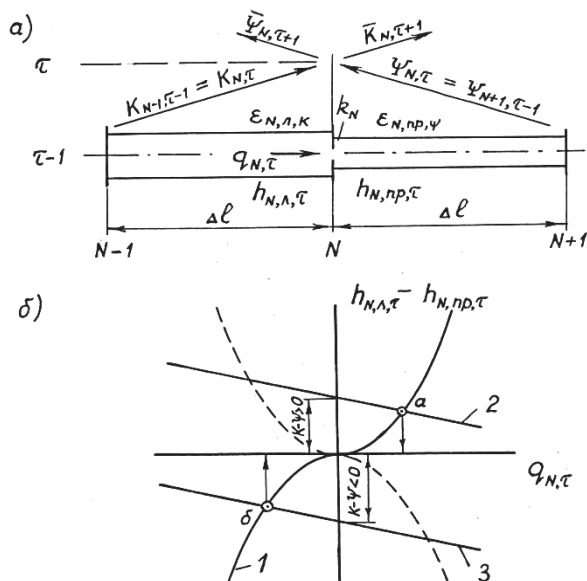


Рис. 7.9. Схема вузла розривностей при зміні діаметра трубопроводу і наявності регулюючого затвора

Рішення рівняння (7.104) можна представити у вигляді

$$q_{N,\tau} = -B + \sqrt{B^2 + A}. \quad (7.107)$$

Знак мінус перед коренем в рівнянні (7.107) не відповідає фізичній сутності процесу, що видно із графічного аналізу вихідних залежностей, рис 7.9.б. На цьому рисунку рівняння (7.102) представлене кривою 1, так як $k_{3N} > 0$; а рівняння (7.103) прямою 2 при $K_{N,l,\tau} - \Psi_{N,np,\tau} > 0$. Точки перетину розглянутих ліній а, б і визначають корені вихідної системи рівнянь.

Із рівнянь (7.100), (7.101) знаходимо

$$h_{N,l,\tau} = K_{N,l,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}, \quad (7.108)$$

$$h_{N,np,\tau} = \Psi_{N,np,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}. \quad (7.109)$$

Розглянемо два окремих випадки цього вузла. Вузол розривностей з регулюючим затвором, до якого з лівого боку примикає резервуар з постійним напором h_0 (вузол типу РЗЛ). Тут необхідно визначити невідомі $q_{N,\tau}, h_{N,np,\tau}$. В останніх рівняннях $h_{N,l,\tau} = h_0$. Рішення знаходиться аналогічно попередньому, при цьому $A = \frac{\Psi_{N,np,\tau}}{k_{3N}}$, $B = \frac{1}{2 \cdot k_{3N} \cdot \varepsilon_{N,np}}$. Значення $q_{N,\tau}, h_{N,np,\tau}$ знаходимо за формулами (7.107), (7.109).

Вузол розривностей з регулюючим затвором, до якого з правого боку примикає резервуар з постійним напором h_0 (вузол типу РЗП). Тут необхідно визначити невідомі $q_{N,\tau}, h_{N,l,\tau}$. В останніх рівняннях $h_{N,l,\tau} = h_0$. Рішення знаходиться аналогічно попередньому, при цьому $A = \frac{K_{N,k,\tau}}{k_{3N}}$, $B = \frac{1}{2 \cdot k_{3N} \cdot \varepsilon_{N,np}}$. Значення $q_{N,\tau}, h_{N,np,\tau}$ знаходимо за формулами (7.107), (7.109).

Якщо відомий графік зміни відкриття затвору за часом, то за його характеристикою визначають графік зміни коефіцієнта опору затвору $\zeta_3 = f(\tau)$. В цьому випадку

$$k_{3N} = \zeta_3 \cdot C, \quad (7.110)$$

де

$$C = \frac{Q_H^2}{2 \cdot g \cdot f_\kappa^2 \cdot H_H}. \quad (7.111)$$

Для вузла розривності, в якому встановлений гідрант дощувальної машини (вузол типу Г), рис. 7.10, вихідною є наступна система рівнянь:

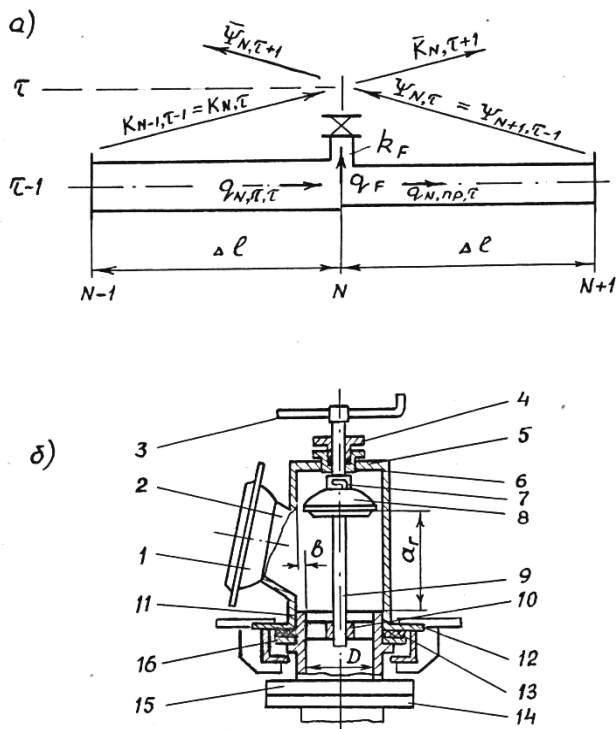


Рис. 7.10. Схема вузла розривностей з гідрантом дощувальної машини

$$K_{N,\lambda,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,\lambda,\tau}}{\varepsilon_{N,\lambda}}, \quad (7.112)$$

$$\Psi_{N,np,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,np,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (7.113)$$

$$h_{N,\tau} - Z_N = k_{\Gamma,N,\tau} \cdot q_{\Gamma,N,\tau}^2, \quad (7.114)$$

$$q_{N,\lambda,\tau} = q_{N,np,\tau} + q_{\Gamma,N,\tau}. \quad (7.115)$$

Для цього вузла розривностей прийнято, що $h_{N,\lambda,\tau} = h_{N,np,\tau} = h_{N,\tau} \geq 0$, $q_{\Gamma,N,\tau} \geq 0$. Невідомими величинами є $q_{N,\tau}$, $q_{N,\lambda,\tau}$, $q_{N,np,\tau}$, $q_{\Gamma,N,\tau}$. Значення $k_{\Gamma,N} = f(\tau)$ визначається на

кожному кроці розрахунку при відомому графіку зміни відкриття гідранта $k_{\Gamma,N,\tau} = f(\tau)$ за формулою

$$k_{\Gamma,N,\tau} = \zeta_{\Gamma,N,\tau} \cdot K_{\Gamma}, \quad (7.116)$$

де

$$K_{\Gamma} = \frac{Q_H^2}{2 \cdot g \cdot f_{\Gamma}^2 \cdot H_H}. \quad (7.117)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору гідранта включає, наприклад для ДМ «Дніпро», рис. 7.10.б, коефіцієнт опору тарілчастого клапану $k_z = f(\tau)$, коефіцієнт опору стояка гідранта $k_{ct} = 1,6$; коефіцієнт опору дощувальної машини $k_{DM} = const$.

$$\zeta_{\Gamma,N,\tau} = \zeta_z + \zeta_{ct} + \zeta_{DM}. \quad (7.118)$$

Відповідно до рекомендацій [290, с. 76] коефіцієнт опору тарілчастого клапану гідранта можна визначати наближено за формулою Баха

$$\zeta_z = 0,55 + 4 \cdot \left(\frac{b}{D_c} - 0,1 \right) + 0,155 \cdot \left(\frac{D_c}{a_{\Gamma,\tau}} \right)^2. \quad (7.119)$$

Для опису лінійного закону зміни відкриття гідранту доцільно задати значення початкового відкриття $a_{нач}$, кінцевого відкриття $a_{кон}$, часу початку зміни відкриття $\tau_{нач}$, часу закінчення зміни відкриття $\tau_{кон}$. В період часу, коли виконується умова

$$\tau_{нач} < \tau < \tau_{кон}. \quad (7.120)$$

Закон лінійної зміни відкриття гідранта має вигляд

$$a_{\Gamma,N,\tau} = a_{нач} + \frac{a_{кон} - a_{нач}}{\tau_{кон} - \tau_{нач}} \cdot (\tau - \tau_{нач}). \quad (7.121)$$

Розв'язуємо систему рівнянь (7.112)-(7.115) методом підстановки. Вирази для витрат із перших трьох рівнянь підставимо в останнє та отримуємо одне рівняння відносно $h_{N,\tau}$. Опускаючи індекси N, τ для спрощення запису, отримаємо

$$(K_{\lambda} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{\lambda} = (h_{N,\tau} - \Psi_{np}) \cdot \varepsilon_{np} + \sqrt{\frac{h_{N,\tau} - Z_N}{k_{\Gamma}}}. \quad (7.122)$$

Введемо позначення $X = \sqrt{h_{N,\tau} - Z_N}$, тоді

$$h_{N,\tau} = X^2 + Z_N. \quad (7.123)$$

Після підстановки та перетворень отримаємо

$$X^2 + \frac{1}{(\varepsilon_{\lambda} + \varepsilon_{np}) \cdot \sqrt{k_{\Gamma}}} \cdot X - \left(\frac{K_{\lambda} \cdot \varepsilon_{\lambda} + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np}}{\varepsilon_{\lambda} + \varepsilon_{np}} - Z_N \right) = 0 \quad (7.124)$$

Позначимо

$$B_{\Gamma} = \frac{1}{2 \cdot (\varepsilon_{\lambda} + \varepsilon_{np}) \cdot \sqrt{k_{\Gamma}}}, \quad (7.125)$$

$$A_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma} \cdot \varepsilon_{\lambda} + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np}}{\varepsilon_{\lambda} + \varepsilon_{np}} - Z_N \quad (7.126)$$

Тоді

$$X^2 + 2 \cdot B_{\Gamma} \cdot X - A_{\Gamma} = 0. \quad (7.127)$$

Звідси

$$X = -B_{\Gamma} + \sqrt{B_{\Gamma}^2 + A_{\Gamma}}. \quad (7.128)$$

Напір у вузлі визначається за формулою (7.123), витрати знаходять за залежностями:

$$q_{N,\lambda,\tau} = (K_{N,\lambda,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,\lambda}, \quad (7.129)$$

$$q_{N,np,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{N,np,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,np}, \quad (7.130)$$

$$q_{\Gamma,N,\tau} = q_{N,\lambda,\tau} - q_{N,np,\tau}. \quad (7.131)$$

У вузлі розривностей, який включає насосних агрегат (вузол типу Н), рис. 7.11, проходження хвиль гідравлічного удару може бути описано системою чотирьох рівнянь.

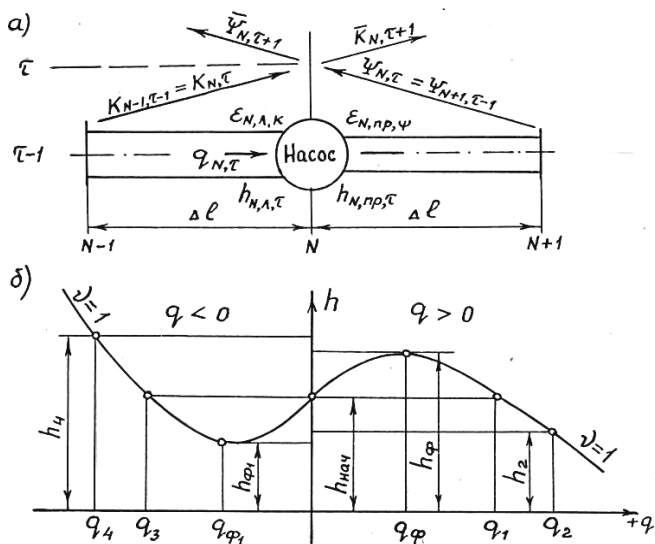


Рис. 7.11. Схема вузла розривностей з насосним агрегатом

Два рівняння імпульсів гідравлічного удару (7.100), (7.101).
Рівняння напорів має вигляд

$$h_{\tau} = h_{N,np,\tau} - h_{N,\lambda,\tau}. \quad (7.132)$$

Рівняння характеристики насоса

$$h_{\tau} = v_{\tau}^2 \cdot \left[h_{\phi} - S_{\phi} \left(\frac{q_{N,\tau}}{v_{\tau}} - q_{\phi} \right)^2 \right]. \quad (7.133)$$

Невідомі: напір насоса h_{τ} , напори зліва та справа від вузла $h_{N,\lambda,\tau}$ і $h_{N,np,\tau}$, витрата $q_{N,\tau}$. Розв'язуємо систему рівнянь відносно $q_{N,\tau}$. Підставивши вираз для напорів в останнє рівняння і опустив індекси N,τ , отримаємо

$$\Psi_{np} + \frac{h_{N,\tau}}{\epsilon_{np}} - K_{\lambda} + \frac{q_{N,\tau}}{\epsilon_{\lambda}} = v_{\tau}^2 \cdot h_{\phi} - S_{\phi} \cdot q_{N,\tau}^2 + 2 \cdot S_{\phi} \cdot v_{\tau} \cdot q_{N,\tau} \cdot q_{\phi} - v_{\tau}^2 \cdot S_{\phi} \cdot q_{\phi}^2. \quad (7.134)$$

Після перетворень

$$q_{N,\tau}^2 + \frac{\frac{1}{\varepsilon_l} + \frac{1}{\varepsilon_{np}} - 2 \cdot S_\phi \cdot \nu_\tau \cdot q_\phi}{S_\phi} \cdot q_{N,\tau} + \frac{\Psi_{np} - K_l - \nu_\tau^2 \cdot h_\phi + \nu_\tau^2 \cdot S_\phi \cdot q_\phi^2}{S_\phi} = 0. \quad (7.135)$$

Вводимо позначення

$$B_H = \frac{\frac{1}{\varepsilon_l} + \frac{1}{\varepsilon_{np}}}{2 \cdot S_\phi} \cdot q_\phi \cdot \nu_\tau, \quad (7.136)$$

$$A_H = \left(q_\phi^2 - \frac{h_\phi}{S_\phi} \right) \cdot \nu_\tau^2 + \frac{\Psi_{np} - K_l}{S_\phi}. \quad (7.137)$$

Тоді

$$q_{N,\tau}^2 + 2 \cdot B_H \cdot q_{N,\tau} + A_H = 0. \quad (7.138)$$

Розв'язуючи це рівняння, отримуємо

$$q_{N,\tau} = -B_H + \sqrt{B_H^2 - A_H}. \quad (7.139)$$

Напірна характеристика насоса представлена на рис. 7.11, б у відносних величинах. Коефіцієнти залежностей, які апроксимують ці характеристики, знаходять за такими формулами:

а) насосний режим, при $q > 0$

$$S_\phi = \frac{h_{нач} - h_2}{(q_2 - q_\phi)^2 - (q_1 - q_\phi)^2}. \quad (7.140)$$

$$h_\phi = h_{нач} + S_\phi \cdot (q_1 - q_\phi)^2. \quad (7.141)$$

б) гальмівний режим, при $q < 0$

$$S_{\phi 1} = \frac{h_{нач} - h_4}{(q_4 - q_{\phi 1})^2 - (q_3 - q_{\phi 1})^2}. \quad (7.142)$$

$$h_{\phi 1} = h_{нач} - S_{\phi 1} \cdot (q_3 - q_{\phi 1})^2. \quad (7.143)$$

Значення величин $h_{нач}, h_2, h_4, q_\phi, q_{\phi 1}, q_1, q_2, q_3, q_4$ визначаємо за напірною характеристикою насоса, яка представлена графічно на підставі повних чотириквadrантних характеристик насосів, отриманих у ВННГідромаші». В гальмівному режимі при $q_{N,\tau} < 0$ необхідно використовувати коефіцієнти $q_{\phi 1}, h_{\phi 1}, S_{\phi 1}$.

Значення v_τ знаходимо за залежністю

$$v_\tau = v_{\tau-1} + \Delta v_\tau, \quad (7.144)$$

$$\Delta v_\tau = -\Lambda \left[m_{qp} + \text{sign}(v_\tau^*) \cdot m_{np} \right] \cdot \Delta \tau. \quad (7.145)$$

В даному розрахунку $\Delta \tau = 1$. Середній момент на валу насоса визначається за формулами

$$m_{qp} = \frac{m_{\tau-1} + m_\tau}{2}, \quad (7.146)$$

$$m_\tau = (v_\tau^*)^2 \cdot \left[B_0 + B_1 \cdot \left(\frac{q}{v^*} \right)_\tau + B_2 \cdot \left(\frac{q}{v^*} \right)_\tau^2 + B_3 \cdot \left(\frac{q}{v^*} \right)_\tau^3 \right]. \quad (7.147)$$

В цих формулах q_τ^* та v_τ^* є прогнозними величинами, які в першому наближенні визначаються таким чином

$$v_\tau^* = v_{\tau-1} + \Delta v_{\tau-1}, \quad (7.148)$$

$$q_\tau^* = q_{\tau-1} + \Delta q_{\tau-1}. \quad (7.149)$$

Коефіцієнт Λ визначається за формулою

$$\Lambda = \frac{\mu}{T_a}. \quad (7.150)$$

Для вузла розривностей, в якому встановлений зворотний клапан (вузол типу ОК), рис. 7.12, вихідні рівняння відповідають вузлу типу РЗ, в якому замість $k_{3,N}$, застосовується $k_{ок,N}$.

$$k_{ок,N} = \zeta_{ок} \cdot C_\kappa, \quad (7.151)$$

де

$$C_\kappa = \frac{Q_N^2}{2 \cdot g \cdot f_\kappa^2 \cdot H_H}. \quad (7.152)$$

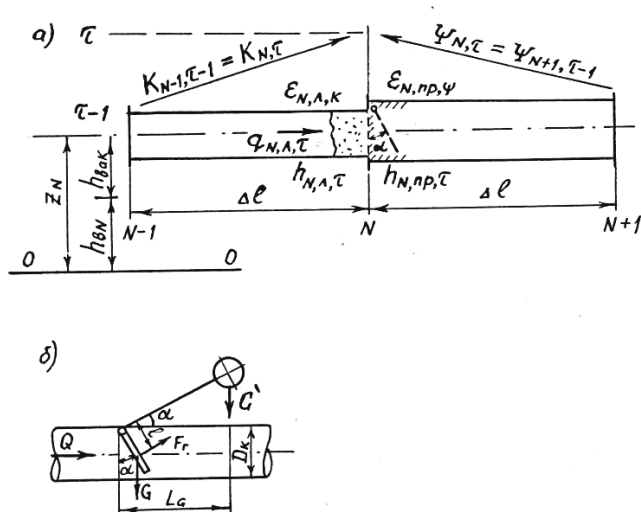


Рис. 7.12. Схема вузла розривностей зі зворотним клапаном

Значення коефіцієнту опору зворотного клапану залежить від кута його відкриття α_τ , тобто $\zeta_{ок} = f(\alpha_\tau)$ [78; 111]. Кут відкриття тарелі зворотного клапана можна знайти за рекурентною формулою

$$\alpha_\tau = \alpha_{\tau-1} - \Omega \cdot \frac{\beta_{\Gamma, \tau-1} + \beta_{\Gamma, \tau}}{2}. \quad (7.153)$$

У цій залежності прийнято, що відносна кутова швидкість обертання тарелі зворотного клапана

$$\beta_{\Gamma, \tau} = \frac{\omega_{\kappa, \tau} \cdot D_\kappa^2}{Q_m}. \quad (7.154)$$

та безрозмірний коефіцієнт

$$\Omega = \mu \cdot \frac{Q_m}{D_\kappa^2}. \quad (7.155)$$

Значення $\beta_{\Gamma, \tau}$ можна визначити за методикою А.Н. Рожкова [434-445], використовуючи гідравлічні і гідродинамічні характеристики зворотного клапана, які отримані експериментальним шляхом

$$\beta_{\Gamma,\tau} = \beta_{\Gamma,\tau-1} + K_{\Gamma 6} \cdot \left[m'_G + m_G - K_{\Gamma M} \cdot \left(\frac{Q_H}{Q_m} \right)^2 \cdot q_{N,\tau}^* \cdot |q_{N,\tau}^*| - m_{mp} - K_{\Gamma \omega} \cdot \beta_{\Gamma,\tau-1}^2 \right]. \quad (7.156)$$

де

$$q_{N,\tau}^* = q_{N,\tau-1} + \Delta q_{\tau-1}, \quad (7.157)$$

$$K_{\Gamma 6} = \frac{\mu \cdot M_{Gm} \cdot D_K^2}{(J + J_{np}) \cdot Q_m}, \quad (7.158)$$

$$K_{\Gamma m} = \frac{16 \cdot Q_m^2}{\pi^2 \cdot M_{Gm} \cdot D_K^2} \cdot K_M, \quad (7.159)$$

$$K_{\Gamma \omega} = \frac{K_1^2 \cdot Q_m^2}{M_{Gm} \cdot D_K} \cdot K_\omega. \quad (7.160)$$

У зв'язку із відсутністю експериментальних даних приймаємо момент тертя в цапфах клапану $M_{mp} = 0,02 \cdot M_{Gm}$, тоді $m_{mp} = 0,02$. Відносні обертальні моменти: сила тяжіння клапану

$$m_G = \frac{M_G}{M_{Gm}}; \text{ додатковий зовнішній обертальний момент, за раху-}$$

нок вантажу $m'_G = \frac{M'_G}{M_{Gm}}$; K_M, K_ω – коефіцієнти, які отримані експериментальним шляхом [436; 437].

Запропоновано представляти характеристики зворотного клапану у вигляді залежностей безрозмірних величин $\zeta_K, m_G, K_{\Gamma M}, K_{\Gamma \omega}$ від кута відкриття клапану α , рис. 7.13.

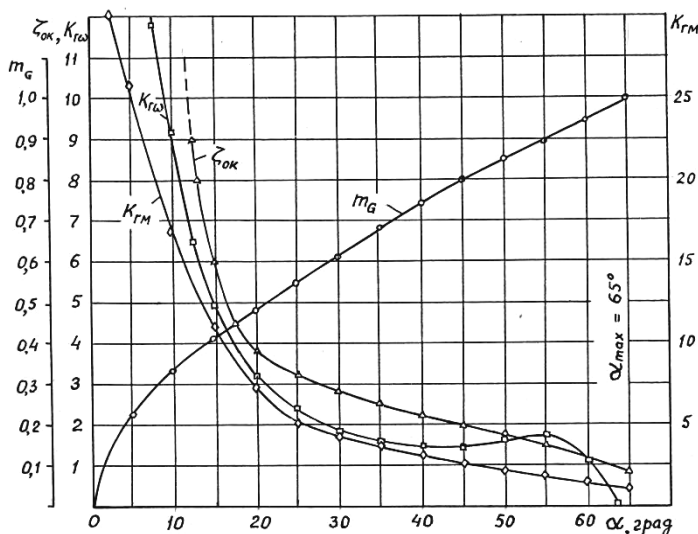


Рис. 7.13. Гідравлічні і гідродинамічні характеристики зворотного клапана

Безрозмірні параметри зворотного клапана утворюються на основі базових значень, які відповідають максимальному відкриттю клапана α_{\max} , що забезпечується при витраті через клапан Q_m та максимальній силі тяжіння M_{Gm} .

При закритті клапана крім моментів, які обумовлені дією гідродинамічної сили, сили тяжіння і сили тертя в опорах, на процес руху тарелі впливають момент інерції тарелі J та приєднаний момент інерції води J_{np} . Для диска приєднаний момент інерції відносно осі обертання J_{np} рекомендується визначати [443] за формулою

$$J_{np} = J_{np}^{0-0} + m_{np} \cdot r^2, \quad (7.161)$$

де J_{np}^{0-0} – приєднаний момент інерції відносно осі, яка проходить через середину диска, $\text{кгс} \cdot \text{с}^2$; m_{np} – приєднана маса $\text{кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}$; r – відстань від осі обертання до осі 0-0, м.

$$J_{np}^{0-0} = \frac{16}{45} \cdot \rho \cdot \left(\frac{D_{map}}{2} \right)^2, \quad (7.162)$$

$$m_{np} = \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot \left(\frac{D_{map}}{2} \right)^3, \quad (7.163)$$

$$r = K_1 \cdot D_K, \quad (7.164)$$

де K_1 визначається за результатами експериментальних досліджень, зазвичай за кривою опускання тарелі клапана в нерухо- мій воді.

За звичайних умов відкриття зворотного клапана, у випадку $\alpha_{\min} < \alpha_\tau < \alpha_{\max}$, розрахунок проходження гідравлічного удару визначається наведеними залежностями.

В момент закриття зворотного клапана, коли $\alpha_\tau \leq \alpha_{\min}$ вважаємо $q_{N,\tau} = 0$ та подальший розрахунок виконуємо як для ту- пика, причому повинна виконуватись умова $h_{N,\tau} \leq h_{N,np,\tau}$. Якщо в подальшому з'ясується, що $h_{N,l,\tau} > h_{N,np,\tau}$, тоді необхідно знову визначати значення α_τ та інших величин, тому що зворотний клапан з цього моменту починає відкриватися.

Якщо виходить, що $h_{N,l,\tau} < h_{eN}$, то перед клапаном утворю- ється розрив суцільності потоку і розрахунок проводиться з ура- хуванням цього явища.

Зазвичай, на напірних лініях горизонтальних трубопроводів встановлюють зворотні клапани, тому доцільно розглянути ву- зол розривностей, в якому сумісно встановлений насос та зворот- ний клапан (вузол типу НОК), рис 7.14.

В цьому випадку вихідними є рівняння імпульсів гідравліч- ного удару (7.100), (7.101), рівняння характеристика насоса (7.133) та рівняння напорів, які враховують втрати у зворотно- му клапані.

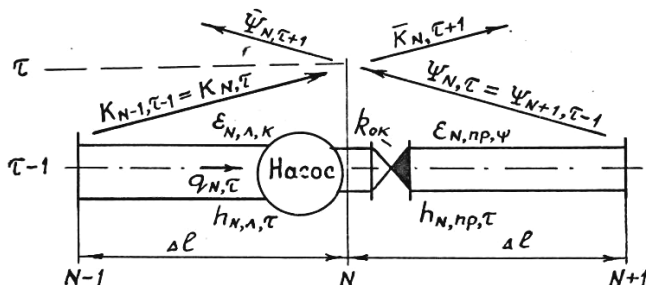


Рис. 7.14. Схема вузла розривностей з насосом та зворотним клапаном

$$h_{\tau} = h_{N,нр,\tau} - \text{sign}(q_{N,\tau-1}) \cdot k_{ок} \cdot q_{N,\tau}^2 - h_{N,л,\tau}. \quad (7.165)$$

В системі чотирьох рівнянь невідомими є h_{τ} , $h_{N,л,\tau}$, $h_{N,нр,\tau}$, $q_{N,\tau}$. Розв'язуючи цю систему рівнянь отримуємо

$$q_{N,\tau} = -B_{нок} + \sqrt{B_{нок}^2 - A_{нок}}, \quad (7.166)$$

де

$$B_{нок} = (-1) \cdot \frac{\frac{1}{\varepsilon_{л}} + \frac{1}{\varepsilon_{нр}} + 2 \cdot S_{\phi} \cdot v_{\tau} \cdot q_{\phi}}{2 \cdot [S_{\phi} + \text{sign}(q_{N,\tau-1}) \cdot k_{ок}]}. \quad (7.167)$$

$$A_{H} = \frac{-\Psi_{нр} + K_{л} - v_{\tau}^2 \cdot h_{\phi} + S_{\phi} \cdot v_{\tau}^2 \cdot q_{\phi}^2}{S_{\phi} + \text{sign}(q_{N,\tau-1}) \cdot k_{ок}}. \quad (7.168)$$

Решта параметрів гідравлічного удару у вузлі розривностей визначаються так само як в двох попередніх випадках.

Якщо всмоктувальна лінія насоса коротка та її впливом можна знехтувати, а зліва від насоса – у джерелі напір постійний і дорівнює h_0 , тоді $h_{N,л,\tau} = h_0$, і відповідно до формули (7.167)

допускаємо $\frac{1}{\varepsilon_{л}} = 0$, а у формулі (7.168) приймаємо $K_{л} = h_0$.

Далі розглянемо вузли розривностей в місці встановлення водоповітряного резервуара (ВПР), рис. 7.15 (вузол типу ВПР) [267].

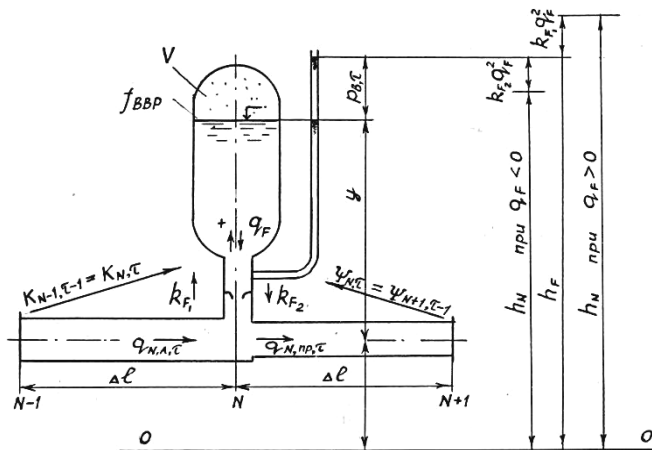


Рис. 7.15. Схема вузла розривностей з водоповітряним резервуаром

Система рівнянь, які описують проходження хвиль гідравлічного удару через вузол N з ВПР, має наступний вигляд: два рівняння імпульсів гідравлічного удару (7.100), (7.101); рівняння балансу витрат

$$q_{N, \lambda, \tau} = q_{N, np, \tau} + q_{F, N, \tau} \quad (7.169)$$

Рівняння втрат напору у вузлі приєднання ВПР до трубопроводу, який має коефіцієнти опору k_{F1} при наповненні ВПР ($q_{F, N} > 0$) та k_{F2} при його спорожненні ($q_{F, N} < 0$).

$$h_{N, \tau} - h_{F, \tau} = \text{sign}(q_{F, N}) \cdot k_F \cdot q_F^2 \quad (7.170)$$

Припускаємо, що $h_{N, \lambda, \tau} = h_{N, np, \tau} = h_{N, \tau}$.

Рівняння політропічних змін тиску та об'єму повітря у ВПР

$$\frac{h_{F, \tau} + h_a - y_{\tau} - Z_N}{h_0 + h_a - y_0 - Z_N} = \left(\frac{V_0}{V_{\tau}} \right)^{\kappa} \quad (7.171)$$

Рівняння зміни рівня рідини у ВПР

$$y_{\tau} = y_{\tau-1} + S_{ВВР} \cdot \Delta V_{\tau}, \quad (7.172)$$

де

$$S_{ВВР} = \frac{\mu \cdot Q_N}{f_{ВВР} \cdot H_N}, \quad (7.173)$$

$$V_{\tau} = V_{\tau-1} - \Delta V_{\tau}, \quad (7.174)$$

$$\Delta V_{\tau} = \frac{1}{2} (q_{F,\tau}^* + q_{F,\tau-1}). \quad (7.175)$$

Тут початкові та поточні відносні об'єми повітря у ВПР знаходяться за формулами

$$V_0 = \frac{W_0}{\mu \cdot Q_H}, \quad (7.176)$$

$$V_{\tau} = \frac{W_{\tau}}{\mu \cdot Q_H}. \quad (7.177)$$

Показник політропи, відповідно до експериментальних даних [245], приймається $\alpha = 1,3$.

Таким чином, система складається із семи рівнянь із сімома невідомими є $h_{N,\tau}$, $h_{F,N,\tau}$, $q_{N,\lambda,\tau}$, $q_{N,np,\tau}$, $q_{F,N,\tau}$, V_{τ} , y_{τ} . Система рівнянь розв'язується методом послідовних наближень Вегстейна [299]. Перевага даного методу полягає в тому, що ітераційний процес збігається для довільного виду рівнянь які входять у систему.

Визначаючи напір у вузлі з ВПР в першому наближенні по «К», розв'язуючи сумісно рівняння (7.100), (7.101), (7.169), опускаючи індекси N, τ та приймаючи

$$h_N^{\kappa} = \frac{K_{\lambda} \cdot \varepsilon_{\lambda} + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np} - q_{F,\tau-1}}{\varepsilon_{\lambda} + \varepsilon_{np}}. \quad (7.178)$$

Приймається $X^{\kappa-1} = h_{N,\tau-1}$.

$$X^{\kappa} = h_N^{\kappa}, \quad (7.179)$$

$$q_F^{\kappa} = K_{\lambda} \cdot \varepsilon_{\lambda} + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np} - X^{\kappa} \cdot (\varepsilon_{\lambda} + \varepsilon_{np}). \quad (7.180)$$

Зміна об'єму повітря у ВПР знаходиться за формулою (7.174)

$$\Delta V^{\kappa} = \frac{1}{2} (q_F^{\kappa} + q_{F,\tau-1}). \quad (7.181)$$

Визначається рівень води у ВПР

$$y_{\tau}^{\kappa} = y_{\tau-1} + S_{ВПР} \cdot \Delta V^{\kappa}, \quad (7.182)$$

Уточнюється напір у вузлі

$$h_l^k = (h_{N0} + h_0 - y_0 - Z_N) \cdot \left(\frac{V_0}{V_{\tau-1} - \Delta V^k} \right)^{\alpha} - h_a + y_{\tau}^k + Z_N + \text{sign}(q_F^k) \cdot k_F \cdot (q_F^k)^2. \quad (7.183)$$

Якщо нерівність

$$|h_l^k - h_N^k| > \xi \quad (7.184)$$

не виконується, то розрахунок вузла закінчений, в іншому випадку переходять до наступного наближення. Приймають $K = K + 1$, $h_N^k = h_l^k$ та знаходять значення напору за формулою, запропонованою Вегстейном

$$X^{k+1} = X^k + (h_N^k - X^k) / \left[1 - (h_N^k - X^k) / (X^k - X^{k-1}) \right]. \quad (7.185)$$

В подальшому розрахунок повторюють, починаючи з формули (7.180), до того поки нерівність (7.184) буде порушена, тобто поки не буде досягнута необхідна точність наближень ξ .

В останньому випадку приймають $h_{N,\tau} = h_l^*$, $y_{\tau} = y_{\tau}^k$, $V_{\tau} = V_{\tau-1} - \Delta V^k$, $q_{F,\tau} = q_F^k$, а решта невідомих знаходять у відповідності з вихідними рівняннями (7.100), (7.101), (7.170).

$$q_{N,l,\tau} = (K_{N,l,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,l}, \quad (7.186)$$

$$q_{N,np,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{N,np,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,np}, \quad (7.187)$$

$$h_{F,\tau} = h_{N,\tau} - \text{sign}(q_{F,N}) \cdot k_F \cdot q_{F,N}^2. \quad (7.188)$$

Вузол розривностей в місці встановлення стояка гідранта з ВПР (вузол типу ВРГ) рис. 7.16 описується такою самою системою рівнянь, як у попередньому випадку із доповненням залежностей, які враховують витрату гідранта $q_{G,N}$ відповідно до формул (7.114), (7.116)-(7.121), крім того, рівняння балансу витрат набуває вигляду

$$q_{N,l,\tau} = q_{N,np,\tau} + q_{F,N,\tau} + q_{G,N,\tau}. \quad (7.189)$$

До незалежних змінних додається значення $q_{G,N,\tau}$.

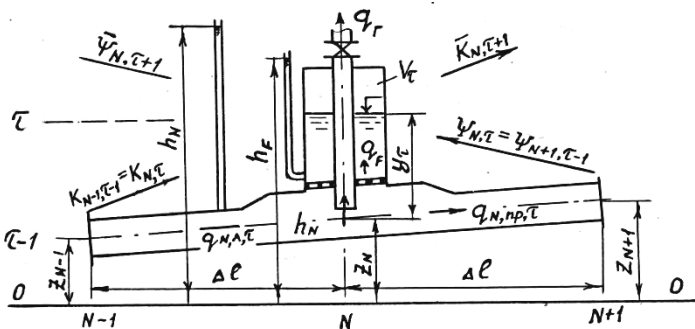


Рис. 7.16. Схема вузла розривностей зі стояком гідрантом і ВПП

Система розв'язується аналогічно попередньому випадку. Після формули (7.179) визначається

$$q_F^K = C_\Gamma \cdot \sqrt{\frac{(h_N^K - Z_N)}{k_\Gamma}} \quad (7.190)$$

і тоді

$$q_F^K = K_\lambda \cdot \varepsilon_\lambda + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np} - X^K \cdot (\varepsilon_\lambda + \varepsilon_{np}) - q_F^K. \quad (7.191)$$

Подальший розрахунок продовжується за тими ж формулами, що й в попередньому випадку.

В місцях можливих розривів суцільності потоку рідини можуть бути встановлені клапани впуску та защемлення повітря (КВЗВ) рис. 7.17 (вузол типу 3В) [367]. Розрахунок проходження гідралічних ударів в такому випадку проводиться наступним чином.

У випадку, якщо $h_{N,\tau} < Z_N$, де Z_N – відносний напір, який відповідає осі трубопроводу в місці встановлення клапану, тоді приймають $h_{N,\tau} = Z_N$. При цьому втратами напору у вхідному отворі нехтують, приймаючи $k_F = 0$, $S_{BBP} = 0$, $V_{N,\tau} = 0$, $y_\tau = 0$. Витрати знаходять за формулами (7.186) та (7.187), у яких $h_{N,\tau} = Z_N$. Об'єм повітря знаходимо за формулою (7.86)

$$V_{N,\tau} = V_{N,\tau-1} - q_{N,np,\tau} + q_{N,\lambda,\tau}. \quad (7.192)$$

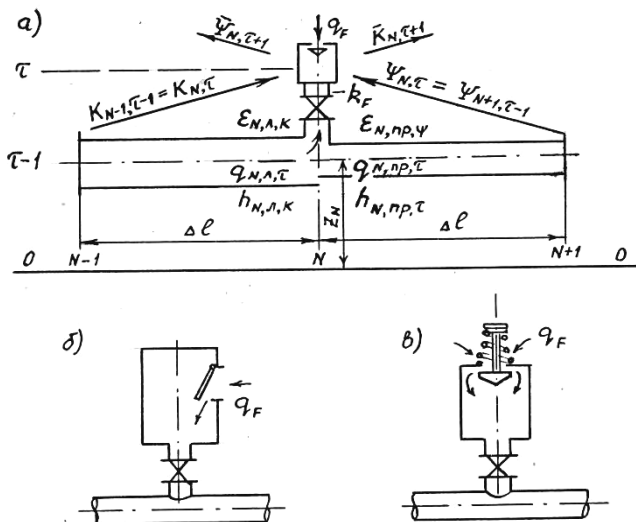


Рис. 7.17. Схема вузла розривностей з клапаном впуску і защемлення повітря (КВЗВ)

В момент припинення збільшення об'єму повітря, яке надходить, коли з'ясується, що $V_{N,\tau} - V_{N,\tau-1} < 0$, відбувається защемлення повітря. Об'єм повітря, який відповідає цьому моменту, позначимо $V_0 = V_{N,\tau-1}$, і його тиск $h_0 = \frac{H_a}{H_H}$, причому $y_0 = Z_N$.

Подальший розрахунок можна проводити за залежностями, які отримані для вузла з ВПР (вузол типу ВР).

Вузол розривностей в місці встановлення водяної зрівнювальної колони (ВК), рис. 7.18 (вузол типу ВК), описується наступною системою рівнянь. Рівняння імпульсів гідравлічного удару (7.100), (7.101), рівняння напорів (7.170), рівняння балансу витрат (7.169) і рівняння рівня у ВК

$$h_{F,N,\tau} = h_{F,N,\tau-1} + S_{BK} \cdot q_{F,\tau-1}, \quad (7.193)$$

де

$$S_{BK} = \frac{\mu \cdot Q_H}{f_{BK} \cdot H_H}. \quad (7.194)$$

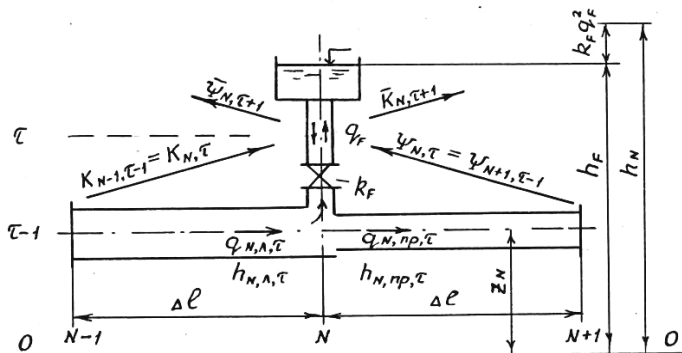


Рис 7.18. Схема вузла розривностей з водяною зрівнювальною колоною

У загальному випадку вузол приєднання може мати диференційний опір, тобто при $q_{F,N} > 0$ $k_{F,N} = k_{F1}$, а при $q_{F,N} < 0$ $k_{F,N} = k_{F2}$.

Представимо рівняння (7.170) в лінеаризованому вигляді

$$h_{N,\tau} - h_{F,N} = k_F \cdot |q_{F,\tau-1}| \cdot q_{F,\tau} \quad (7.195)$$

Розглянута система вихідних рівнянь розв'язується методом підстановки витрат в рівняння балансу витрат та зводиться до одного рівняння відносно $h_{N,\tau}$. Опускаючи індекси N, τ , розв'язання цього рівняння можна представити у вигляді

$$h_{N,\tau} = \frac{K_\lambda \cdot \varepsilon_\lambda + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np} + B_{BK} \cdot (h_{F,\tau-1} + S_{BK} \cdot q_{F,\tau-1})}{\varepsilon_\lambda + \varepsilon_{np} + B_{BK}}, \quad (7.196)$$

де

$$B_{BK} = \frac{1}{k_F \cdot |q_{F,\tau-1}|}. \quad (7.197)$$

Решта невідомих знаходяться таким чином

$$q_{N,\lambda,\tau} = (K_\lambda - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_\lambda, \quad (7.198)$$

$$q_{N,np,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{np}) \cdot \varepsilon_{np}, \quad (7.199)$$

$$q_{F,N} = q_{N,np,\tau} - q_{N,\lambda,\tau}, \quad (7.200)$$

$$h_{F,N} = h_{N,\tau} - k_F \cdot |q_{F,N}| \cdot q_{F,N} \quad (7.201)$$

Вузол розривностей в місці встановлення пристрою впуску води, рис. 7.19 (вузол типу ВВ), при $h_{N,\tau} > h_{F,\tau}$ розраховується як звичайний розрахунковий вузол типу Р, причому в початковий момент часу $h_{F,0} = h_0$.

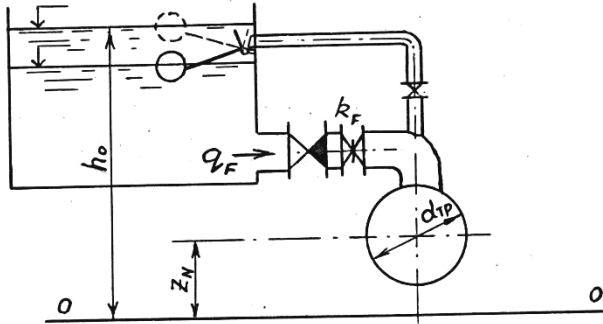


Рис. 7.19. Схема вузла розривностей з пристроєм впуску води

При виконанні вимоги $h_{N,\tau} < h_{F,\tau}$ починається впуск води до трубопроводу, при цьому розрахунок можна проводити за залежностями попереднього випадку.

Тому що на з'єднувальній лінії між резервуаром і трубопроводом встановлений зворотний клапан, то $q_{F,\tau} \leq 0$, $k_F = k_{F2} = \text{const}$. Якщо під час розрахунків з'ясується, що $q_{F,\tau} > 0$, то слід приймати $q_{F,\tau} = 0$ і далі розрахунок проводити як для вузла типу Р, до того часу поки не виконається умова $h_{N,\tau} < h_{F,\tau}$.

Вузол розривностей в місці встановлення клапану впуску і випуску повітря (КВВВ), рис. 7.20 (вузол типу КВ), характеризується двома значеннями відносного перевищення рівня

$$y_{ВП} = \frac{H_{ВП}}{H_H} \quad \text{та} \quad y_{ВИП} = \frac{H_{ВИП}}{H_H} \quad \text{над віссю трубопроводу, при яких}$$

відповідно починається впуск та закінчується випуск повітря. Причому конструкція аераційного клапану повинна забезпечити безударне закінчення випуску повітря. За таких припущень умо-

ва початку впуску повітря

$$h_{N,\tau} \leq Z_N - y_{\text{ВП}} \quad (7.202)$$

та умова закінчення впуску повітря

$$h_{N,\tau} > Z_N - y_{\text{ВП}} \quad (7.203)$$

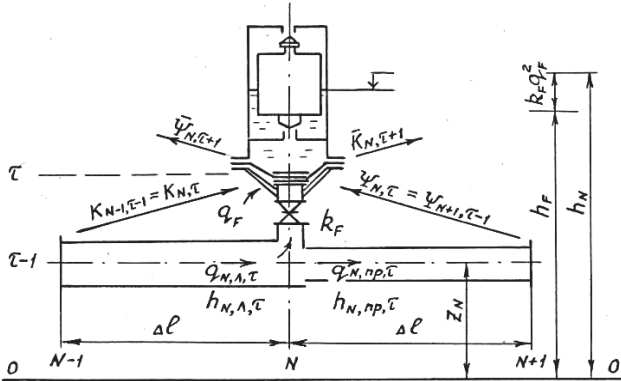


Рис. 7.20. Схема вузла розривностей з пуску і випуску повітря (КВВВ)

У разі виконання умови (7.202) в трубопроводі відбувається розрив суцільності потоку, при цьому приймають $V_\tau = 0$. Напір у вузлі $h_{N,\tau} = Z_N - y_{\text{ВП}}$ до того часу поки росте об'єм повітря в трубопроводі, тобто

$$V_\tau = V_{\tau-1} - q_{N,np,\tau} + q_{N,\lambda,\tau} > 0 \quad (7.204)$$

Якщо $V_\tau < 0$, то напір підвищується стрибком до значення

$$h_{N,\tau} = Z_N + y_{\text{ВП}} \quad (7.205)$$

та починається процес випуску повітря до виконання умови $V_\tau \leq 0$ після чого приймають $V_\tau = 0$ та розрахунок продовжується як для звичайного вузла типу Р.

За наявності повітря в трубопроводі, тобто при $V_\tau > 0$ витрати визначають за формулами

$$q_{N,\lambda,\tau} = (K_{N,\lambda,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,\lambda} \quad (7.206)$$

$$q_{N,np,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{N,np,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,np} \quad (7.207)$$

Витрата повітря

$$q_{F,N} = q_{N,\lambda,\tau} - q_{N,np,\tau} \quad (7.208)$$

Вузол розривностей в місці встановлення пристрою гасіння гідравлічного удару на обвідній лінії зворотного клапану, рис. 7.21 (вузол типу УОЛ) [110] описується наступною системою рівнянь

$$\Psi_{N,np,\tau} = h_{N,np,\tau} - \frac{q_{N,np,\tau}}{\mathcal{E}_{N,n}} \quad , \quad (7.210)$$

$$h_{N,n,\tau} - h_{N,np,\tau} = k_{OK,N} \cdot |q_{N,\tau-1}| \cdot q_{N,\tau} \ , \quad (7.212)$$

$$h_{N,l,\tau} - h_{N,np,\tau} = k_{\delta,N} \cdot |q_{\delta,\tau-1}| \cdot q_{\delta,\tau} . \quad (7.213)$$

Якщо значення коефіцієнтів k_{OK} та k_{δ} визначені, то система рівнянь містить невідомі $h_{N,\lambda,\tau}$, $h_{N,np,\tau}$, $q_{N,\lambda,\tau} = q_{N,np,\tau}$, $q_{N,\tau}$, $q_{\delta,\tau}$ та вирішується підстановкою з використанням лінеаризації втрат напорів.

$$q_{\delta,\tau} = \frac{K_{N,n,\Psi} - \Psi_{N,np,\tau}}{k_{\delta,H} \cdot |q_{\delta,\tau-1}| + \left(\frac{1}{\varepsilon_n} + \frac{1}{\varepsilon_{np}} \right) \cdot \left(1 + \frac{k_{\delta,N} \cdot |q_{\delta,\tau-1}|}{k_{OK,H} \cdot |q_{N,\tau-1}|} \right)}. \quad (7.214)$$

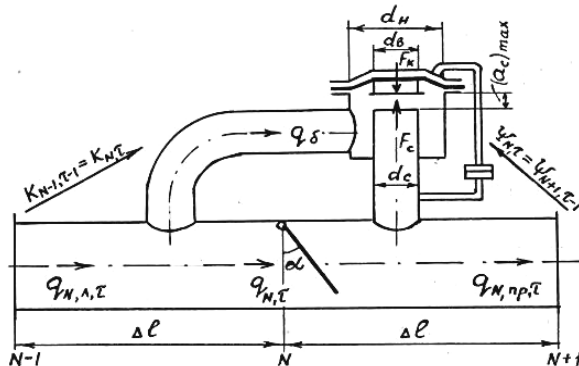


Рис. 7.21. Схема вузла розривностей зі зворотним клапаном і гасником УОЛ-200

Тоді

$$q_{N,\tau} = \frac{k_{\delta,N} \cdot |q_{\delta,\tau-1}| \cdot q_{\delta,\tau}}{k_{OK,H} \cdot |q_{N,\tau-1}|}, \quad (7.215)$$

$$q_{N,l,\tau} = q_{N,np,\tau} = q_{N,\tau} + q_{\delta,\tau}, \quad (7.216)$$

$$h_{N,l,\tau} = K_{N,l,\tau} - \frac{q_{N,l,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}, \quad (7.217)$$

$$h_{N,np,\tau} = \Psi_{N,np,\tau} + \frac{q_{N,np,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}. \quad (7.218)$$

Таким чином, розрахунок гідравлічного удару у вузлі із зворотним клапаном та пристроєм на обвідній лінії зводиться до визначення коефіцієнтів $k_{OK,\tau}$ та $k_{\delta,\tau}$. Значення коефіцієнта $k_{OK,\tau}$ можна знайти за методикою, яка викладена для вузла типу ОК. Значення коефіцієнта $k_{\delta,\tau}$ характеризує гідравлічний опір обвідної лінії з пристроєм типу УОЛ. Відповідно до методики [111] опір обвідної лінії знаходять за формулою

$$k_{\delta,\tau} = C_{\delta} \cdot \zeta_{\delta,\tau}, \quad (7.219)$$

де C_{δ} – безрозмірний параметр

$$C_{\delta} = \frac{Q_H^2}{2 \cdot g \cdot f_{\delta}^2 \cdot H_H}. \quad (7.220)$$

Коефіцієнт опору обвідної лінії складається із коефіцієнтів втрат по довжині ζ_{dl} , сумарного коефіцієнта місцевих втрат $\sum \zeta_m$ та коефіцієнта втрат напору у пристрої $\zeta_{c,\tau}$.

$$\zeta_{\delta,\tau} = \zeta_{dl} + \sum \zeta_m + \zeta_{c,\tau}, \quad (7.221)$$

Значення ζ_{dl} та $\sum \zeta_m$ для прийнятої конструкції обвідної лінії є постійними.

Коефіцієнт $\zeta_{c,\tau}$ залежить від напрямку потоку в обвідній лінії та степеня відкриття пристрою a_c/d_c .

Виконані лабораторні дослідження пропускної здатності дослідних зразків пристроїв для гасіння гідравлічного удару дозво-

лили становити $\zeta_c = f\left(\frac{a_c}{d_c}\right)$.

У разі руху води «під тарілку» ($q_\delta < 0$) ця залежність має вигляд

$$\zeta_c = -4,45 + 2,11 \cdot \left(\frac{d_c}{a_c}\right) - 0,02 \cdot \left(\frac{d_c}{a_c}\right)^2. \quad (7.222)$$

При русі «на тарілку» ($q_\delta > 0$)

$$\zeta_c = 0,98 + 0,23 \cdot \left(\frac{d_c}{a_c}\right) + 0,06 \cdot \left(\frac{d_c}{a_c}\right)^2. \quad (7.223)$$

Розглянемо процес закриття пристрою. Допускаємо, що перекриття сідла відбувається пропорційно витраті Q_U , яка проходить через імпульсну трубку ті односторонньому дроселю. Зміну величини відкриття Δa_c клапану пристрою за час Δt можна визначити за залежністю

$$\Delta a_c = \frac{Q_{U,\tau} + Q_{U,\tau+\Delta\tau}}{2} \cdot \Delta t \cdot \frac{(a_c)_{\max}}{\Delta W}, \quad (7.224)$$

де ΔW – максимальна зміни об'єму над мембранної порожнини в процесі закриття тарілкового клапану пристрою, яке за геометричними міркуваннями може бути визначено залежністю

$$\Delta W = \frac{\pi \cdot (a_c)_{\max}}{12} \cdot (d_n^2 + d_g^2 + d_n \cdot d_g). \quad (7.225)$$

Витрата Q_U визначається характеристикою одностороннього дроселя [111]

$$Q_U = \mu_k \cdot \varepsilon_g \cdot f_g \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H_U}, \quad (7.226)$$

де μ_k – коефіцієнт витрати одностороннього дроселя, $\mu_k = 0,7$; ε_g – коефіцієнт зміни живого перерізу потоку за рахунок деформації діафрагми дроселя; f_g – сумарна площа прохідних отворів дроселя, які виконані у вигляді рівнобічного трикутника; ΔH_U – напір на дроселі, який можна рахувати рівним втратам напору у імпульсній трубці.

Значення ε_g знаходимо за формулою

$$\varepsilon_g = 0,343 \cdot \Psi_g^2 - 0,871 \cdot \Psi_g + 1,1, \quad (7.227)$$

$$\Psi_g = \frac{\Delta H_U}{l} \cdot 10^{-5}, \quad (7.228)$$

де l – глибина трикутної канавки.

З іншого боку, процес закриття пристрою є неусталеним рухом механічної системи та описується рівнянням

$$m_{\text{обш}} \frac{d^2 a_c}{dt^2} = F_c - F_\kappa. \quad (7.229)$$

Сила F_c , яка діє на клапан пристрою та мембрану з боку робочої порожнини, визначається наближено за формулою

$$F_c = p_T \cdot \frac{\pi d_c^2}{4} + p_c \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_g^2 - d_c^2). \quad (7.230)$$

Сила F_κ , яка діє на клапан та мембрану з боку робочої надмембранної порожнини

$$F_\kappa = p_\kappa \cdot \frac{\pi d_g^2}{4} + G_{П4}. \quad (7.231)$$

Відповідно до рис. 7.21. тиск та відносні напори пов'язані наступним чином:

$$p_T = \rho \cdot g \cdot h_{N, np, \tau} \cdot H_H - \rho \cdot g \cdot Z_N \cdot H_H, \quad (7.232)$$

$$p_c = \rho \cdot g \cdot h_{N, \lambda, \tau} \cdot H_H - \rho \cdot g \cdot Z_N \cdot H_H, \quad (7.233)$$

$$p_\kappa = p_T - \rho \cdot g \cdot H_U. \quad (7.234)$$

Ефективний діаметр резино-тканинних мембран d_g , як відомо [111], є складною функцією, яка залежить від переміщення жорсткого центра та від пружних властивостей матеріалу мембрани. В пристрої УОЛ-200 в якості мембрани використовується конвеєрна стрічка типу 2 з трьома шарами тканини типу БКНЛ-65. Товщина стрічки 8 мм, діаметр $d_n = 430$ мм. Проведені спільно з інженером Д. В. Гавазюком лабораторні дослідження з вивчення силових характеристик такої мембрани, дозволили уточнити кількісну залежність ефективного діаметру від переміщення жорсткого центра у вигляді

$$d_3 = d_H \cdot \sqrt{\varphi_3 \cdot C_3}, \quad (7.235)$$

де φ_3 – коефіцієнт ефективності при нульовому прогині мембрани, C_3 – коефіцієнт нерівномірності, який враховує зміни

$$\varphi_3 = 0,14 + 0,8 \cdot \frac{d_e}{d_H}, \quad (7.236)$$

$$C_3 = 1 \pm 26,1 \cdot \left(\frac{h_M}{d_H} \right)^{1,6}, \quad (7.237)$$

де h_M – зміщення мембрани від нейтрального положення,

$$(h_M)_{\max} = \frac{1}{2}(a_c)_{\max}.$$

Знак «плюс» береться у випадку коли мембрана зміщена від нейтрального положення в бік зменшення об'єму над мембранної порожнини 2, рис. 7.21.

Отримана система рівнянь (7.224)-(7.235) описує процес закриття пристрою до моменту, коли величина $\frac{a_c}{d_c}$ досягає нульового значення, тобто до виконання умови

$$\frac{a_c}{d_c} \leq 0. \quad (7.238)$$

Розв'язати цю систему можна наближеним чисельним методом, використовуючи деякі величини що визначені на попередньому кроці інтегрування та позначені індексом $t - \Delta t$.

$$p_T = \rho \cdot g \cdot h_{N,l,t-\Delta t} \cdot H_H, \quad (7.239)$$

$$p_c = \rho \cdot g \cdot h_{N,np,t-\Delta t} \cdot H_H, \quad (7.240)$$

$$\Psi_g = \frac{\Delta H_{t-\Delta t}}{l} \cdot 10^{-5}. \quad (7.241)$$

Тоді ε_g можна визначити за формулами (7.255). Позначимо в формулах (7.252) та (7.257)

$$K_a = \frac{\Delta t (a_c)_{\max}}{\Delta W}, \quad (7.242)$$

$$K_U = \mu_\kappa \cdot \varepsilon_g \cdot f_g \cdot \sqrt{2 \cdot g}, \quad (7.243)$$

В рівнянні (7.257) переходимо до кінцевих різниць та виключаючи з рівнянь (7.252), (7.257) $\Delta a_{c,t}$, з врахуванням лінеаризації втрат у вигляді

$$\Delta H_U = \sqrt{\Delta H_{U,t-\Delta t}} \cdot \sqrt{\Delta H_{U,t}}. \quad (7.244)$$

Отримуємо залежність для визначення втрат напору

$$\Delta H_{U,\tau} = \left(\frac{A_y}{B_y} \right)^2, \quad (7.245)$$

де

$$A_y = K_a \cdot Q_{U,t-\Delta t} + \frac{\Delta t}{m_{\text{обц}}} \cdot \left[\frac{\pi}{4} (p_m - p_c) \cdot (d_{\text{э},t-\Delta t}^2 - d_c^2) - G_{\text{II4}} \right] \cdot a_{c,t-\Delta t}, \quad (7.246)$$

$$B_y = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{\Delta t^2 \cdot d_{\text{э},t-\Delta t}}{4 \cdot m_{\text{обц}}} \cdot \sqrt{\Delta H_{U,t-\Delta t}} - K_a \cdot K_U. \quad (7.247)$$

Невідомі $Q_U, F_c, F_\kappa, \Delta a_c, \alpha_\text{э}, \zeta_c, \zeta_\delta, k_\delta$ визначаються відповідними формулами (7.226), (7.230), (7.231), (7.224), (7.235), (7.222) або (7.223), (7.221), (7.219).

Причому

$$a_{c,t} = a_{c,t-\Delta t} - \Delta a_{c,t}. \quad (7.248)$$

Після цього розрахунок виконується для вузла розривностей у безрозмірних величинах за формулами (7.214)-(7.218).

Таким чином розрахунок продовжується до того часу поки $\frac{a_c}{d_c} \geq 0$. Якщо ця вимога порушує, приймають $\frac{a_c}{d_c} = 0$ та вважають, що процес переміщення клапану пристрою закінчений. Проте, це не вказує на те, що протікання рідини через пристрій закінчилось. У вказаний момент розрахунку фіксують витрату через пристрій та позначають його $Q_{\text{ок}} = q_{\text{ок}} \cdot Q_n$.

Приймаємо запірне зусилля на сідлі пристрою $F_\text{з}$ пропорційним площі ущільнюючого поясу шириною $\delta_\text{з}$, тобто

$$F_\text{з} = \sigma_y \cdot f_y = \sigma_y \cdot \pi \cdot d_c \cdot \delta_y. \quad (7.249)$$

Вважаючи, що зміна витрати відбувається прямо пропорційно зміні впливу на запірний елемент пристрою, отримуємо

$$Q_{\delta} = Q_{\delta k} + \frac{Q_{\delta k}}{F_3} (F_c - F_k) . \quad (7.250)$$

Розрахунок за формулою (7.250) необхідно проводити до того часу, поки $Q_{\delta} > 0$.

В момент $Q_{\delta} = 0$ отримуємо максимальне значення ударного тиску і можна продовжувати подальший розрахунок, вважаючи даний вузол розривностей тупиком.

Таким чином, чисельне інтегрування системи рівнянь, які описують гідравлічний удар в насосних установках що включають зворотні клапани з пристроєм на обвідній лінії, дозволяє перевірити ефективність роботи обвідної лінії з пристроєм типу УОЛ 200.

7.3. Основи математичного моделювання гідравлічних ударів в закритих зрошувальних мережах

Застосування поливної техніки на великих площах сприяє будівництву автоматизованих насосних станцій, які подають воду в складні закриті зрошувальні системи (ЗЗМ). При проектуванні та експлуатації таких систем необхідно забезпечити високу економічність споруд та надійність роботи обладнання. Міцність напірних водоводів зрошувальних систем визначається максимальними тисками, які виникають внаслідок гідравлічних ударів, у разі якщо ці тиски перевищують робочі.

Розглянемо основи універсальної математичної моделі розрахунку гідравлічних ударів в складних закритих зрошувальних системах. Метою проведення розрахунків є: визначення максимального значення тиску, встановлення місць розривів суцільності потоку у водоводах, з'ясування ефективності застосування різних протиударних пристроїв та раціональних місць їх встановлення, обґрунтування необхідної міцності напірних трубопроводів та інше [95; 367].

При розрахунках ЗЗМ виникають складності з топологічним описом систем. Для опису ЗЗМ застосовують різні методи, зокрема, пов'язані орієнтовані графи, схеми визначеної нумерації вузлів та ін. Розглянемо варіант розміщення ЗЗМ на матриці вузлів розривностей. На рис. 7.22 представлена схема закритої

зрошувальної мережі, яка складається із п'ятнадцяти вузлів розривностей. Під вузлами розривностей розуміють всі можливі місця зміни умов проходження гідравлічного удару, а також розрахункові перерізи водоводу, які розташовані на такій відстані l_j один від одного, яку ударна хвиля проходить за час напівфази

розрахункової ділянки $\mu = \frac{l_j}{a_j}$.

Дана зрошувальна система складається із приймального резервуару, насоса із зворотним клапаном, водоповітряного резервуару, магістрального трубопроводу та розподільчих тупикових трубопроводів, на яких встановлені шість гідрантів.

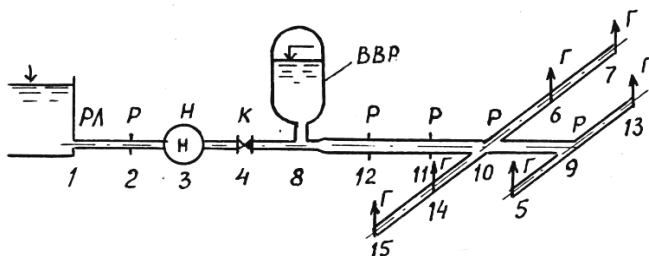


Рис. 7.22. Схема закритої зрошувальної мережі

Для зручності розташування інформації в пам'яті комп'ютера та організації процесу розрахунку вузли розривностей розміщуються у вигляді матриці, рис. 7.23.

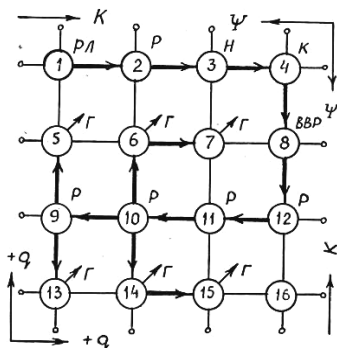


Рис. 7.23. Матриця розміщення вузлів розривностей

Гідравлічний зв'язок між вузлами матриці дається коефіцієнтами

$$\varepsilon_{a,l} \neq 0; \varepsilon_{b,l} \neq 0; \varepsilon_{c,np} \neq 0; \varepsilon_{d,np} \neq 0.$$

На рис. 7.23 такий зв'язок вказаний жирними стрілками, які відповідають початковим напрямкам витрат [297]. Якщо гідравлічного зв'язку через деяке розгалуження вузла немає, то для такого розгалуження $\varepsilon_j = 0$. Це одночасно означає, що і імпульс гідравлічного удару по даному розгалуженню не проходить. Наприклад, для вузла $N = 5$ відповідно до рис. 7.23.

$$\varepsilon_{a,l} \neq 0; \varepsilon_{b,l} = 0; \varepsilon_{c,np} = 0; \varepsilon_{d,np} = 0.$$

Додатними напрямками витрат в матриці вважаються напрямки зліва направо та знизу вверх, а від'ємними – протилежні.

Розглянемо розрахунковий вузол розривностей, рис. 7.24.

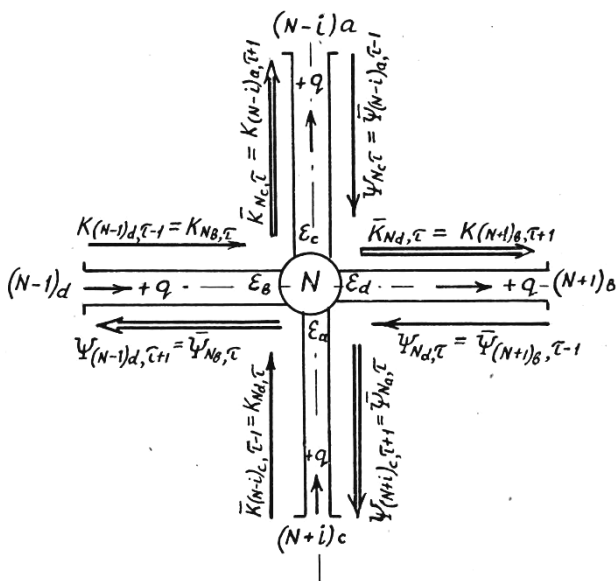


Рис. 7.24. Типовий вузол розривностей в місці з'єднання водоводів

Зліва від цього вузла буде вузол $N = N - 1$, справа $N = N + 1$. Якщо кількість стовбців в матриці дорівнює i , то верхній сусідній вузол буде $N - i$, а нижній $N + i$. Таким чином, розташування вузлів розривностей у вигляді матриці дозволяє просто та

чітко встановити адреси сусідніх вузлів та їх гілок для передачі імпульсів гідравлічного удару. Правила переносу імпульсів, які виходять із вузла N , має вигляд:

$$\bar{\Psi}_{Na,\tau} = \Psi_{(N+i)_e}, \tau + 1, \quad (7.251)$$

$$\bar{\Psi}_{Ne,\tau} = \Psi_{(N-i)_d}, \tau + 1, \quad (7.252)$$

$$\bar{K}_{Nc,\tau} = K_{(N-i)_a}, \tau + 1, \quad (7.253)$$

$$\bar{K}_{Nd,\tau} = K_{(N+i)_e}, \tau + 1. \quad (7.254)$$

Якщо водовідбір із вузла N відсутній, то $q_{F,N} = 0$. Запишемо вираз для імпульсів гідравлічного удару у вузлі N в момент відносного часу τ [122; 315].

$$K_{Na,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{Na,\tau}}{\varepsilon_{Na}}, \quad (7.255)$$

$$K_{Ne,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{Ne,\tau}}{\varepsilon_{Ne}}, \quad (7.256)$$

$$\Psi_{Nc,\tau} = h_{N,\tau} - \frac{q_{Nc,\tau}}{\varepsilon_{Nc}}, \quad (7.257)$$

$$\Psi_{Nd,\tau} = h_{N,\tau} - \frac{q_{Nd,\tau}}{\varepsilon_{Nd}}. \quad (7.258)$$

Рівняння балансу витрат у вузлі N у загальному вигляді має вигляд

$$q_{Na,\tau} + q_{Ne,\tau} - q_{Nc,\tau} - q_{Nd,\tau} - q_F = 0. \quad (7.259)$$

Розв'язуючи рівняння (7.255)-(7.259) методом підстановки, знаходимо напір у вузлі

$$h_{N,\tau} = \frac{K_{Na,\tau} \cdot \varepsilon_{Na} + K_{Ne,\tau} \cdot \varepsilon_{Ne} + \Psi_{Nc,\tau} \cdot \varepsilon_{Nc} + \Psi_{Nd,\tau} \cdot \varepsilon_{Nd}}{\varepsilon_{Na} + \varepsilon_{Ne} + \varepsilon_{Nc} + \varepsilon_{Nd}}. \quad (7.260)$$

Витрати в кожному розгалуженні вузла N визначаються за рівняннями (7.255)-(7.258)

$$q_{Na,\tau} = (K_{Na,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{Na}, \quad (7.261)$$

$$q_{Ne,\tau} = (K_{Ne,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{Ne}, \quad (7.262)$$

$$q_{Nc,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{Nc,\tau}) \cdot \varepsilon_{Nc}, \quad (7.263)$$

$$q_{Nd,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{Nd,\tau}) \cdot \varepsilon_{Nd}. \quad (7.264)$$

Якщо із вузла N здійснюється відбір води з витратою q_F наприклад, дощувальною машиною «Фрегат», тоді умови проходження гідравлічного удару у вузлі зміняться. Витратно-напірну характеристику машини «Фрегат» [95] у відносних величинах, при визначеній кількості візків можна представити рівнянням

$$h_{F,\tau} = h_{F_0} + k_F \cdot q_{F,\tau}^2. \quad (7.265)$$

Зрозуміло, що при напорі у вузлі N менше початкового напору h_{F_0} витрата машини дорівнює нулю, тобто якщо $h_{N,\tau} < h_{F_0}$, тоді $q_{F,\tau} = 0$. Якщо $h_{N,\tau} > h_{F_0}$, то витрата $q_{F,\tau}$ визначається за формулою (7.265).

В цьому випадку умови проходження гідравлічного удару через N описуються системою шести рівнянь (7.255) – (7.259), причому припускаємо, що $h_{N,\tau} > h_{F_0}$, тоді витрата $q_{F,\tau}$ визначається формулою (7.265).

В цьому випадку умови проходження гідравлічного удару через вузол через N описуються системою шести рівнянь (7.265) – (7.269), (7.265), причому припускаємо що $h_{N,\tau} = h_{F,\tau}$.

Рішення цієї системи відносно $q_{F,\tau}$ призводить до квадратного рівняння. Водовідбір із цього вузла дорівнює

$$q_{F,\tau} = -E_1 + \sqrt{E_1^2 - F_1}, \quad (7.266)$$

де

$$E_1 = \frac{1}{2 \cdot k_F \cdot \sum \varepsilon_j},$$

$$F_1 = \frac{h_{F_0} \cdot \sum \varepsilon_j - \sum K_{Nj,\tau} \cdot \varepsilon_j - \Psi_{Nj,\tau} \cdot \varepsilon_j}{k_F \cdot \sum \varepsilon_j}. \quad (7.267)$$

Напір у вузлі визначається формулою (7.269), а витрати у гілках – за формулами (7.261)–(7.264).

Якщо під час гідравлічного удару у вузлі N тиск знижується нижче тиску пароутворення $h_{вN}$, тоді відбувається розрив суцільності потоку. Розрахунок проводять за таких самих припущеннях, як і для одностовового трубопроводу, не враховуючи імпульси гідравлічного удару у всіх гилках, які примикають до вузла.

Для вузлів розривностей, які відповідають засувкам, зворотним клапанам, насосам, тупикам, приєднанням водоводу до резервуарів, та у інших випадках, коли бокові відгалуження відсутні, задача вирішується як для одностовового трубопроводу.

Для кожного вузла розривностей присвоюється цілком визначена ознака, наприклад одна із переліку:

Р – розрахунковий, без водовідбору;

РЛ або РП – резервуар з вільною поверхнею води;

ЗД – зміна діаметру трубопроводу;

Г – гідрант дощувальної машини;

Н – насос;

ЗК – зворотний клапан;

НЗК – насос і зворотний клапан;

ВПР – водоповітряний резервуар;

ВРГ – стояк гідранта з ВПР;

ЗВ – клапан впуску та заземлення повітря;

ВК – водна зрівнювальна колона;

ВВ – пристрій впуску води;

КВ – клапан впуску та випуску повітря;

ГУ – гасник гідравлічного удару;

УОЛ – пристрій гасіння гідравлічного удару, який встановлений на обвідній лінії зворотного клапану;

ЗК – запобіжний клапан.

Можливі також інші вузли розривностей.

Вихідні дані в результаті розрахунків розташовані у вигляді масивів: масив постійних «К», масив змінних «З», масив імпульсів гідравлічного удару «І». Крім того, використовуються робочі масиви «І»_{роб} та «З»_{роб} для розміщення імпульсів гідравлічного удару та змінних під час розрахунку.

Змінні масиви «З» для усіх вузлів визначаються для кожного розрахункового моменту часу τ та виводяться на друку [95].

Таким чином, запропонована математичні модель дозволить проводити розрахунки гідравлічного удару в складних закритих зрошувальних системах та на підставі цих розрахунків приймати рішення щодо доцільності застосування тих або інших протиударних пристроїв для зниження тиску, збільшення запасу міцності напірних водоводів та збільшення надійності роботи автоматизованих насосних станцій.

7.4. Перевірка адекватності математичних моделей для одноструменного трубопроводу

Перевірка адекватності математичних моделей здійснюється шляхом співставлення результатів розрахунків з результатами лабораторних та натурних досліджень, які виконані авторами або наведені в літературних джерелах. Удосконалення математичних моделей здійснюється шляхом по факторного ускладнення. Процес співставлення організований від найбільш простих випадків розрахунку гідравлічного удару в одноструменних трубопроводах до більш складних випадків, які відповідають виробничим системам машинного водопідйому.

На початку розглянемо випадок прямого гідравлічного удару в одноструменному горизонтальному трубопроводі без розриву суцільності потоку. Для цього випадку

$$t_{\text{зак}} \leq \frac{2 \cdot L}{a_{\text{ж}}} \text{ та } \frac{a \cdot v}{g} < H_{\text{ст}}$$

Метою співставлення розрахункових та дослідних даних у цих випадках є перевірка адекватності і ідентифікація математичних моделей, які враховують гідравлічні втрати на тертя в квазістаціонарній і нестаціонарній постановці, врахування ефекту трансформації фронту ударної хвилі.

Відповідно до запропонованих розрахункових залежностей цього розділу складена та удосконалена програма розрахунку гідравлічного удару «WHY.BAS».

При квазістаціонарних втратах на гідравлічне тертя, за програмою, яка включає залежності (7.7)-(7.40); (7.43)-(7.46) були виконані розрахунки для п'яти варіантів напірних одноструменних горизонтальних трубопроводів, табл. 7.1, рис. 7.25 та рис. 7.26.

Результати дослідів наведені на рисунках суцільними лініями.

Результати розрахунків для трьох взаємовиключних способів врахування втрат на гідравлічне тертя, а саме: методом розстановки в кожному розрахунковому вузлі двох фіктивних діафрагм (7.24)-(7.36), методом обліку коефіцієнта затухання хвилі гідравлічного удару (7.36)-(7.40), та методом введення поправочних коефіцієнтів (7.43)-(7.46); виявились практично однаковими та нанесені на рис. 7.25 та рис. 7.26 пунктирними лініями.

Таблиця 7.1

Вихідні дані для моделювання прямого гідравлічного удару

Номер рисунка	Літературне джерело	Q_{II} , м ³ /с	H_{cm} , м	Параметри водоводів ($j=1$)			
				Y_j , м	d_{npj} , м	A_j , с ² /м ⁵	a_j , м/с
Рис. 7.25	[566, рис. 6]	0,000125	50	39,5	0,025	479431	1347,2
Рис. 7.26, а	[192, рис. 1]	0,00086	125	90,0	0,0111	15023200	1310
Рис. 7.26, б	[192, рис. 3]	0,023864	161,5	7230	0,200	6,95493	1252
Рис. 7.26, в	[491, рис. 11, а]	0,000329	20	320	0,052	7233,4	1330
Рис. 7.26, г	[192, рис. 4, б]	0,000108	13,5	90	0,0111	51647442	1113

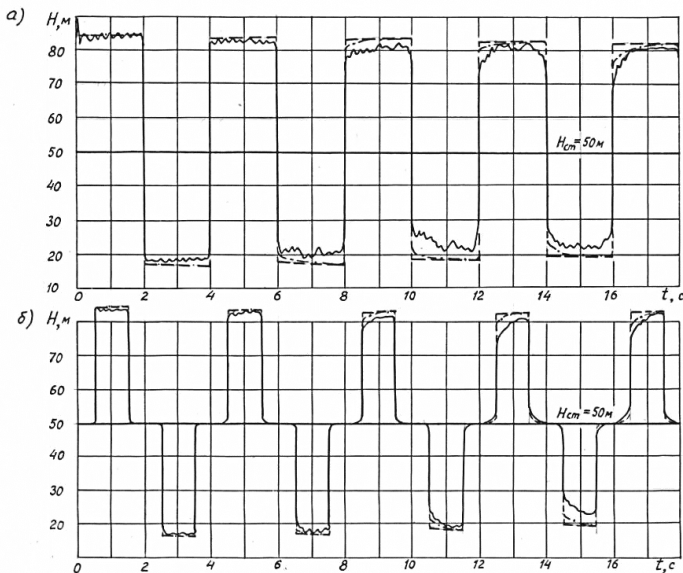


Рис. 7.25. Графіки зміни тиску в однопіттовому трубопроводі з урахуванням гідравлічних втрат різними методами

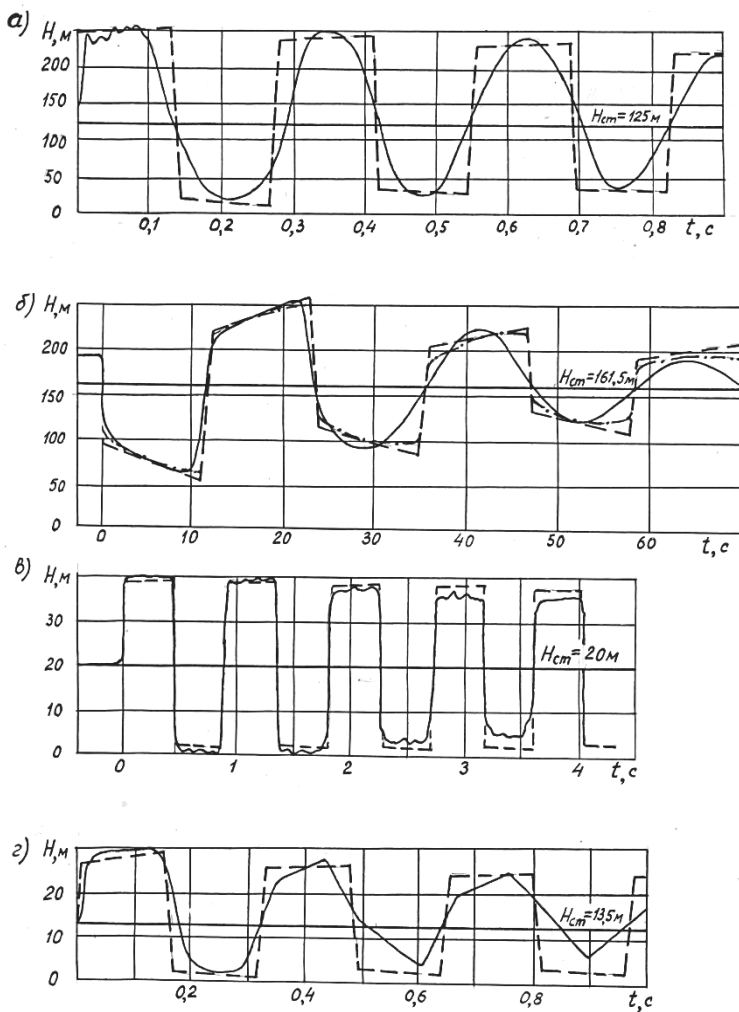


Рис. 4.26. Графіки зміни тиску в односторонньому трубопроводі з урахуванням гідрравлічних втрат різними методами

Зіставляючи дослідні та розрахункові дані доцільно відмітити, що у розглянутих трьох випадках згасання хвилі гідрравлічного удару за амплітудою співпадає задовільно. Тому в подальших розрахунках використовуємо метод, який враховує коефіцієнти затухання, тому що він забезпечує відносно простий алго-

ритм розрахунку. Проте зіставлення дослідних та розрахункових даних показує, що жоден із розглянутих методів не дає ефекту виположування фронту ударної хвилі по мірі її затухання. Тому була проведена спроба врахування нестационарності потоку двома способами: по-перше на основі використання теорії граничного шару за залежностями (1.61), (7.41), (7.42); по-друге, визначаючи коефіцієнт λ в залежності від числа Рейнольдса Re за формулами (1.45), (1.46) та використовую наближену апроксимацію вагової функції за залежністю (1.56). Результати отриманих розрахунків дуже наближені та наведені на рис. 7.25 та рис. 7.26 штрих-пунктирними лініями.

Для подальшого спрощення алгоритму розрахунку нами була використана така апроксимація вагової функції

$$W(t) = 12,5 \cdot e^{-300 \cdot t}. \quad (7.268)$$

Що дозволяє представити залежність (1.56) в такому вигляді

$$Y_i = (Y_{i-1} + 12,5 \cdot \Delta v) \cdot e^{-300 \cdot t}. \quad (7.269)$$

Таким чином, в кожному розрахунковому вузлі необхідно було запам'ятовувати лише одне значення Y_{i-1} . спрощена апроксимація вагової функції не погіршила розрахунки і тому в подальшому використовувались запропоновані залежності (7.268) та (7.269).

Тем не менш, врахування нестационарності потоку за рекомендованими методиками, як показує рис. 7.25 та 7.26, дещо наблизило розрахункові та дослідні дані, проте повного ефекту виположування хвилі гідравлічного удару, як це має місце при ламінарному режимі течії [175, рис. 1], не відбулося.

В рамках розробленого алгоритму розрахунку гідравлічного удару методом характеристик, використання формули (1.7) для визначення швидкості хвилі a_ϕ газорідинного потоку виявилось складним. При використанні формули Зубкової Є.Г. (1.64) довелося прийняти припущення, що H_c – це динамічний напір у водоводі на попередньому кроці розрахунку.

Нами отримана інша залежність для визначення a_ϕ , яка дозволяє знаходити її чисельне значення в два та більше наближень. Повторюючи міркування, аналогічні проведеним в [560,

с. 110] при виведенні формули Пірсола, розглянемо рідину, яка містить в собі об'ємну частку газу ε у вигляді вільних бульбашок. Об'єм газу та рідини дорівнює V за тиску p . Об'єм рідини складає $V_p = (1 - \varepsilon) \cdot V$. Об'єм вільних бульбашок газу $V_z = \varepsilon \cdot V$. Нехай відбувається збільшення тиску Δp , тоді об'єм рідини зміниться та буде дорівнювати $V_1 = V_p + \Delta V_p$. За визначенням модуля пружності рідини [256, с. 12].

$$E_p = -V_p \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V_p}, \quad (7.270)$$

звідси

$$\Delta V_p = -V_p \cdot \frac{\Delta p}{E_p},$$

тоді

$$V_1 = V_p - V_p \cdot \frac{\Delta p}{E_p} = \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p}\right) \cdot V_p = \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p}\right) \cdot (1 - \varepsilon) V. \quad (7.271)$$

Припускаємо, що об'єм газу розподілений в маленьких бульбашках та його температура дорівнює температурі оточуючій води, тому зміни об'єму газу відбуваються ізотермічно, тобто

$$p \cdot \varepsilon \cdot V = (p + \Delta p) \cdot V'_z, \quad (7.272)$$

звідси

$$V'_z = \frac{p}{p + \Delta p} \cdot \varepsilon \cdot V, \quad (7.273)$$

де V'_z – об'єм газу при тиску $p + \Delta p$.

Об'єм суміші газу та рідини (без наближеної заміни, яку вводить Пірсол [560, с. 110]) становить при тиску $p + \Delta p$

$$V_{\text{сум}} = V_1 + V'_1 = \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p}\right) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot V + \frac{p}{p + \Delta p} \cdot \varepsilon \cdot V, \quad (7.274)$$

Розкриваючи дужки, отримуємо

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \varepsilon + \frac{\varepsilon \cdot \Delta p}{E_p} + \frac{\varepsilon \cdot p}{p + \Delta p}\right). \quad (7.275)$$

Оскільки член $\frac{\varepsilon \cdot \Delta p}{E_p}$ малий, то їм можна знехтувати, тоді

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \varepsilon + \frac{\varepsilon \cdot p}{p + \Delta p} \right). \quad (7.276)$$

Враховуючи, що

$$1 - \frac{p}{p + \Delta p} = \frac{p + \Delta p - p}{p + \Delta p} = \frac{\Delta p}{p + \Delta p}. \quad (7.277)$$

отримуємо

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{p}{p + \Delta p} \right) \right), \quad (7.278)$$

або

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \frac{\varepsilon \cdot \Delta p}{p + \Delta p} \right). \quad (7.279)$$

Тоді

$$\frac{V_{\text{сум}}}{V} = 1 - \Delta p \cdot \left(\frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} \right). \quad (7.280)$$

Об'ємна деформація

$$\frac{V - V_{\text{сум}}}{V} = 1 - \frac{V_{\text{сум}}}{V} = \Delta p \cdot \left(\frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} \right). \quad (7.281)$$

Звідси модуль пружності суміші рідини та газу

$$E_y = \frac{\Delta p}{1 - \frac{V_{\text{сум}}}{V}} = \frac{1}{\frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p}}. \quad (7.282)$$

З врахуванням пружності матеріалу стінок труби

$$\frac{1}{E_{np}} = \frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} + \frac{D}{\delta \cdot E_m}. \quad (7.283)$$

де E_{np} – ефективний модуль пружності суміші рідини і газу, який враховує вплив пружності труби.

Таким чином

$$a_{\phi} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{\text{сум}} \cdot \left(\frac{1}{E_p} + \frac{D}{\delta \cdot E_m} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} \right)}}. \quad (7.284)$$

Нехтуючи масою вільного газу, приймаємо $\rho_{\text{сум}} = \rho \cdot (1 - \varepsilon)$, тоді остаточно

$$a_{\phi} = \frac{\sqrt{\frac{E_p}{\rho}}}{\sqrt{(1 - \varepsilon) \cdot \left(1 + \frac{D \cdot E_p}{\delta \cdot E_m} + \frac{\varepsilon \cdot E_p}{p + \Delta p} \right)}}. \quad (7.285)$$

У цій формулі ε – вміст газу відповідає тиску p , який пере-
дує виникненню ударного стрибка тиску Δp . Для води

$$\sqrt{\frac{E_p}{\rho}} = 1425 \text{ м/с.}$$

Для визначення вмісту газу ε_y після стрибка тиску, викорис-
товуючи співвідношення (7.274), отримуємо

$$\varepsilon_y = \frac{V'_z}{V_1 + V'_z} = \left(1 + \frac{V_1}{V'_z} \right)^{-1} = \left[1 + \frac{\left(1 - \frac{\Delta p}{E_p} \right) \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon \cdot \frac{p}{p + \Delta p}} \right]^{-1}. \quad (7.286)$$

Враховуючи мале значення ε_y та нехтуючи впливом пруж-
ності стінок водоводу, можна прийняти наближене співвідно-
шення

$$\varphi \cdot \rho_a = \varepsilon_y \cdot (p + \Delta p). \quad (7.287)$$

Звідси отримуємо спрощену формулу

$$\varepsilon_y = \varphi \cdot \frac{p_a}{p + \Delta p}, \quad (7.288)$$

де φ – природний вміст газу, тобто відносний об'єм газу в сумі-
ші при атмосферному тиску p_a .

Імпульси гідравлічного удару в газорідинних потоках визначались з використанням лінійної інтерполяції за формулами (7.54)-(7.59).

За наявності розривів суцільності потоку використовувались формули (7.60)-(7.67), (7.86)-(7.95). Формули (7.68)-(7.85) не використовувались тому що отримані із міркувань врахування гідравлічних втрат методом фіктивної діафрагми.

За розглянутими залежностями були виконані розрахунки гідравлічного удару в одностовковому горизонтальному трубопроводі з врахуванням вмісту газу та можливих розривів суцільності потоку. Спочатку були виконані розрахунки з використанням формули Зубкової Н.Г.

Вихідні дані для проведення розрахунків зведені в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Вихідні дані для розрахунку гідравлічного удару в трубопроводі з газорідинним потоком при $a_j=1380$ м/с.

Номер рисунок	Літературне джерело	Q_{II} , м ³ /с	$H_{ст}$, м	$H_{вак}$, м	y_j , м	$d_{прj}$, м	A_j , с ⁵ /м ⁵	φ , -
Рис. 7.27	[123, рис. 2]	0,0017	7,71	8,5	201	0,045	11000	$1 \cdot 10^{-8}$
Рис. 7.28,а	[491, рис. 11,б]	0,0005	19,30	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.28,б	[491, рис. 11,в]	0,00066	18,83	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.28,в	[491, рис. 11,г]	0,00068	18,76	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.28,г	[491, рис. 11,д]	0,00102	17,20	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.28,д	[491, рис. 11,е]	0,00127	15,62	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.29,а	[491, рис. 13,а]	0,00036	19,65	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.29,б	[491, рис. 13,б]	0,00059	19,05	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.29,в	[491, рис. 13,в]	0,00063	18,91	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.29,г	[491, рис. 13,г]	0,00085	18,05	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$
Рис. 7.29,д	[491, рис. 13,д]	0,00066	20,00	8,0	306	0,052	8066,2	$1 \cdot 10^{-6}$

Результати розрахунків представлені на рис. 7.27-7.29 пунктирними лініями.

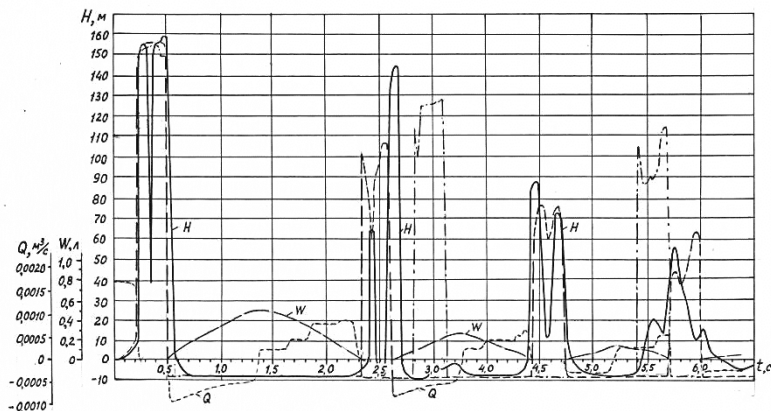


Рис. 7.27. Графіки зміни тисків при гідравлічному ударі в трубопроводі з газорідним потоком

Також на цих рисунках суцільними лініями представлені результати дослідів. Крім того, на рис. 7.27 для співставлення штрих-пунктирною лінією показані результати розрахунків при квазістатичному визначенні втрат напору методом фіктивних діафрагм та без врахування вмісту газу.

Співставлення розрахункових та дослідних даних на рис. 7.27 показує, що тільки врахування нестационарності потоку методом використання вагової функції в поєднанні з врахуванням вмісту газу дозволяє отримати задовільне співставлення. Квазістационарна постановка задачі значно розтягує графік перехідного процесу та не забезпечує необхідного затухання хвилі гідравлічного удару.

Рис. 7.28 та рис. 7.29 підтверджують хороше співставлення графіків зміни тиску при гідравлічних ударах з розривом суцільності потоку, причому характерні підвищення тиску в досліді в другій фазі гідравлічного удару, які перевищують ординати першої фази, мають місце і в даних розрахунках. Останнє вказує на адекватність прийнятої математичної моделі та дослідних даних.

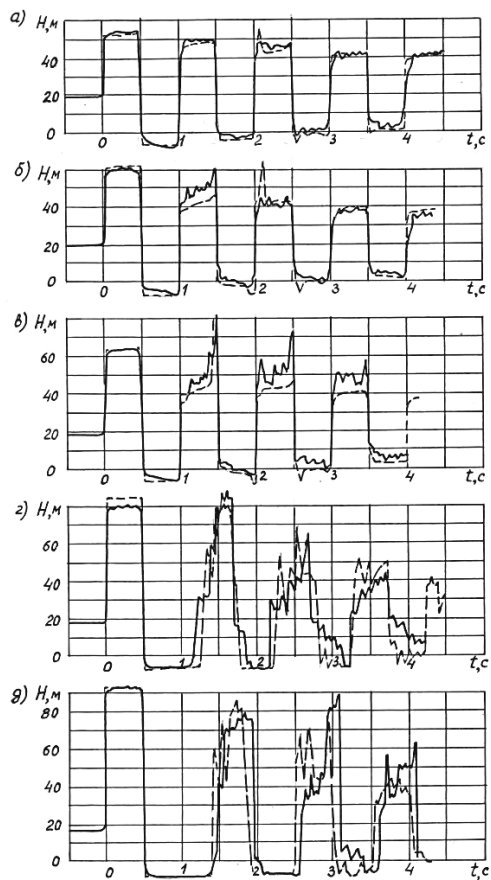


Рис. 7.28. Графіки зміни тисків при гідравлічному ударі в трубопроводі з газорідним потоком

Графіки зміни тисків при гідравлічному ударі в трубопроводі з газорідним потоком.

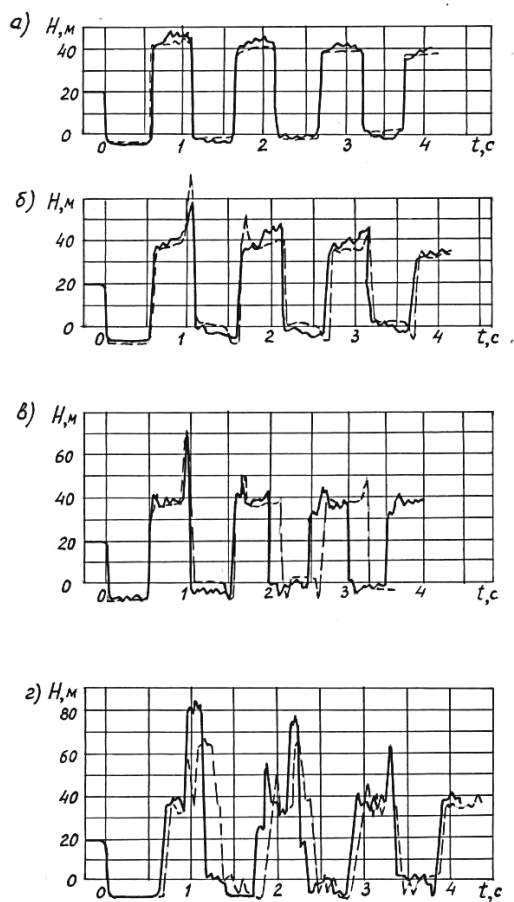


Рис. 7.29. Графіки зміни тисків при гідравлічному ударі в трубопроводі з газорідним потоком

Графіки зміни тиску при непрямо́му гідравлічному ударі показані на рис. 7.30, а, б, в. Розрахунки перехідних процесів при лінійному законі закриття засувки проводились з використанням залежностей (7.121)-(7.131).

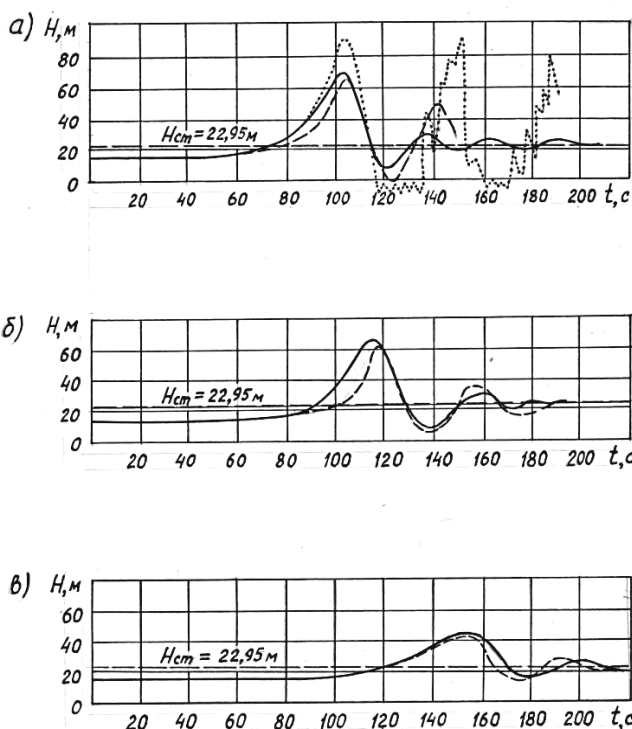


Рис. 7.30. Графіки зміни тиску в трубопроводі при
непрямому гідравлічному ударі

Для визначення гідравлічного опору засувки використовувалась формула

$$\zeta_3 = \zeta_0 + E_1 \cdot \left(\frac{a_3}{D} \right)^{\eta_1}. \quad (7.289)$$

Розрахунковий трубопровід має діаметр $d_{mpj} = 1,2$ м; та довжину $L = 9500$ м; коефіцієнт гідравлічного опору $A_j = 0,00068 \text{ с}^5/\text{м}^5$. Швидкість хвилі гідравлічного удару $a_j = 1010$ м/с. Природний вміст газу дорівнює $\varphi = 0,00001$. Решта вихідних даних наведені в табл. 7.3.

Таблиця 7.3

Вихідні дані для розрахунків непрямого гідравлічного удару

Номер рисун- ку	Літера- турне джерело	$Q_{п}$, м ³ /с	$H_{ст}$, м	$H_{вак}$, м	ΔZ_j , м	Параметри засув- ки			
						ζ_0	E_1	φ_1	t_3
Рис. 7.30, а	[490, рис. 2, в]	1,057	22,95	8,0	-19	-	3,25	-2,5	105
Рис. 7.30, б	[490, рис. 2, б]	1,183	22,95	8,0	-19	-	3,25	-2,5	117
Рис. 7.30, в	[490, рис. 2, а]	1,057	22,95	8,0	-19	-	3,25	-2,5	255

Порівняння розрахункових і дослідних даних показує, що лише врахування вмісту газу дозволяє отримати суттєве зату-хання перехідного процесу та допустиме співставлення даних. Для прикладу на рис. 7.30 точковим пунктиром наведені дані розрахунку при відсутності вмісту газу ($\varphi = 0$). В цьому випадку в другій фазі удару спостерігається розрив суцільності потоку та наступний співудар водних колон з істотним піком підвищення тиску, яке відсутнє в досліді.

Розрахунок гідравлічний ударів в нахиленому трубопроводі з рівномірним підйомом виконаний для умов, які наведені в табл. 7.4, причому залежності (7.82)-(7.85) не використовувались. Результати розрахунків наведені на рис. 7.31-7.34.

В цих розрахунках приймалось $\alpha_r = 0,0000001$ та $H_{вак} = 8$ м.

На рис. 7.31 показаний графік перехідного процесу при розрахунку фактичної хвилі поширення ударної хвилі за формулою Зубкової Н. Г. (1.64), а на рис. 7.32 для таких самих умов, але з використанням отриманої нами формули (7.285).

Таблиця 7.4

Вихідні дані для розрахунків гідравлічного удару в нахиленому трубопроводі з рівномірним підйомом

Номер рисунок	Літературне джерело	Q_{II} , м ³ /с	H_{cm} , м	Параметри трубопроводів ($j=1$)					
				ΔZ_j , м	y_j , м	d_{mpj} , м	A_j , с ⁵ /м ⁵	a_j , м/с	φ -
Рис. 7.31 Рис. 7.32	[491, рис. 21, а]	3,17	40,1	40	171	0,08	370	1266	$1,3 \cdot 10^{-8}$
Рис. 7.33, а	[23, рис. 2]	2,51	21,2	21	94	0,10	393	1070	$1,3 \cdot 10^{-7}$
Рис. 7.33, б	[23, рис. 2]	5,65	21,2	21	94	0,10	309	1070	$1,3 \cdot 10^{-7}$
Рис. 7.33, в	[23, рис. 2]	8,32	21,2	21	94	0,10	289	1300	$1,3 \cdot 10^{-8}$
Рис. 7.34, а	[491, рис. 21, б]	4,22	40,1	40	171	0,08	370	1266	$1,3 \cdot 10^{-7}$
Рис. 7.34, б	[491, рис. 21, в]	5,59	40,0	40	171	0,08	324	1266	$1,3 \cdot 10^{-9}$
Рис. 7.34, в	[491, рис. 21, г]	6,61	40,0	40	171	0,08	389	1266	$1,3 \cdot 10^{-8}$
Рис. 7.34, г	[491, рис. 21, д]	8,62	40,0	40	171	0,08	407	1320	$1,3 \cdot 10^{-8}$

При цьому вміст газу ε визначався з врахуванням можливо-го виділення розчиненого у воді повітря [309; 314; 502; 592], коли тиск у трубопроводі падає нижче тиску початку виділення газу $H_{г.поч}$, який приймався рівним атмосферному

$$\varepsilon = \frac{\varphi \cdot h_a}{h_{від.сер.N}} + \alpha_{\varepsilon} \cdot h_a \cdot \left(\frac{1}{h_{від.N}} - \frac{1}{h_{г.поч}} \right), \quad (7.290)$$

де φ – природний вміст газу при атмосферному тиску, $h_a = \frac{H_a}{H_n}$ –

відносний напір, який відповідає атмосферному тиску, $h_{від.сер.N}$

та $h_{від.N}$ – відносні тиски, які відповідають середньому за інтервал часу та кінцевому тиску в розрахунковому вузлі N трубо-

проводу, $h_{г.поч} = \frac{H_{г.поч}}{H_n}$ – відносний напір, який відповідає тиску

початку виділення із води розчиненого повітря, α_{ε} – коефіцієнт, який враховує кількість розчиненого повітря та інерційність його виділення.

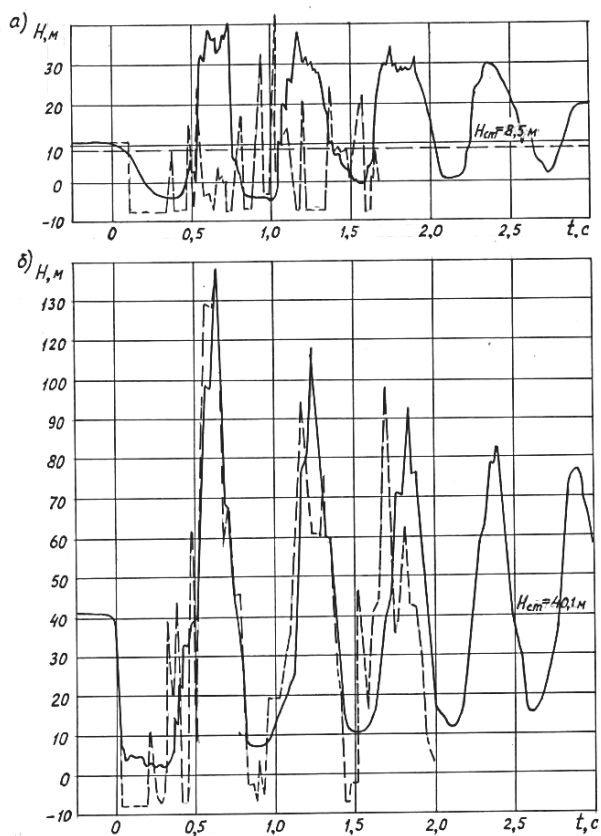


Рис. 7.31. Графіки зміни тисків в нахилених трубопроводах з рівномірним підйомом

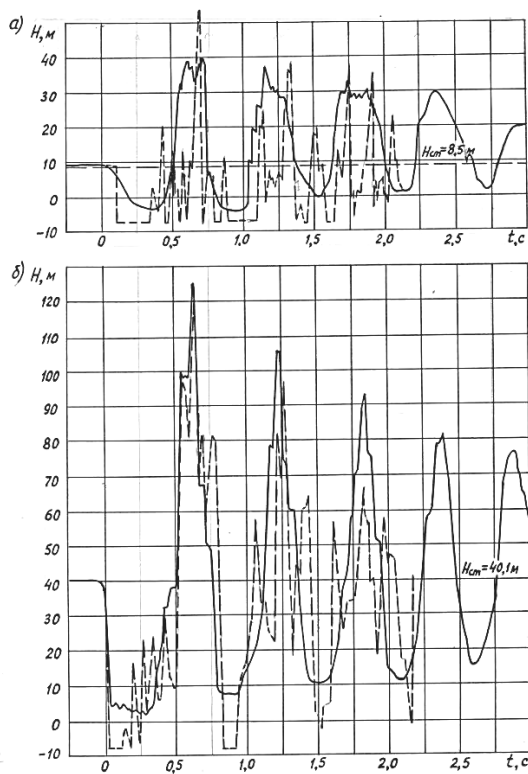


Рис. 7.32. Графіки зміни тисків в нахилених трубопроводах з рівномірним підйомом

В обох випадках на початку трубопроводу збіжність з дослідними даними задовільна, а для перерізу в середині трубопроводу не досить адекватне, що вказує на дещо інші, ніж в дослідках, утворення та схлопування пароповітряних порожнин. В подальшому усі розрахунки гідравлічних ударів, які враховують вміст газу у воді, проводились із використанням формули (7.285).

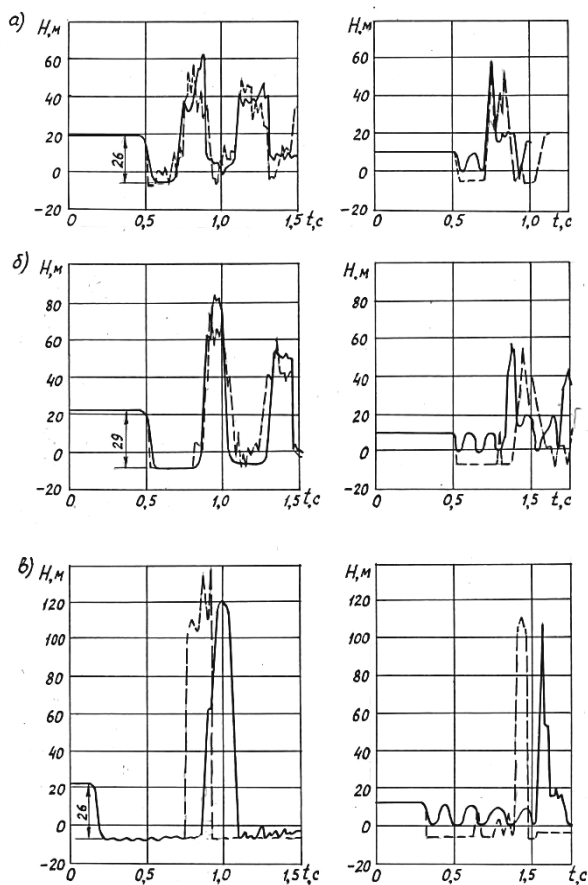


Рис. 7.33. Графіки зміни тисків в нахилених трубопроводах з рівномірним підйомом

Рис. 7.33 показує відносно хороший збіг дослідних даних та розрахункових даних по амплітуді зміни тиску, як в початковому перерізі, так і в середині трубопроводу, проте, по фазі спостерігається як випередження, так і відставання розрахункових даних від дослідних.

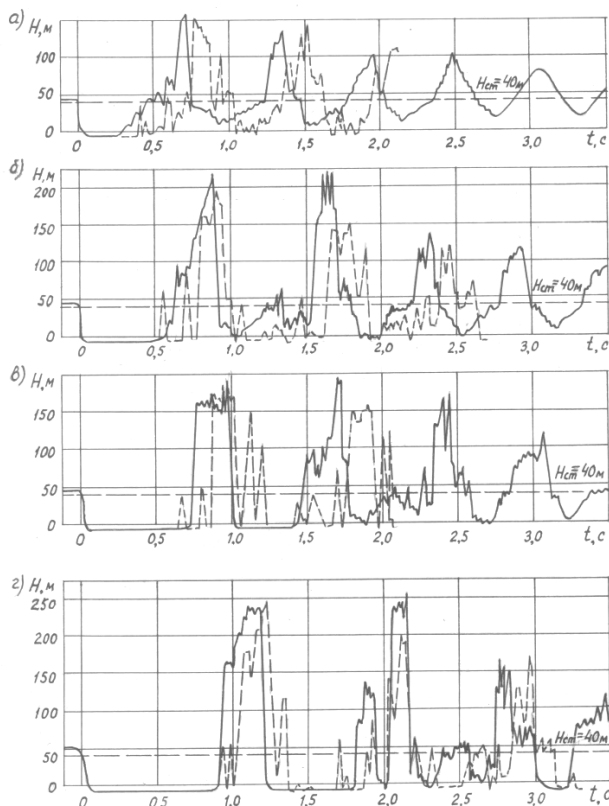


Рис. 7.34. Графіки зміни тисків в нахилених трубопроводах з рівномірним підйомом

Рис. 7.34 також показує задовільне спів падіння за амплітудою в перших піках підвищення тиску та деякій зсув розрахункових даних за фазою.

В цілому, враховуючи складність розглянутих явищ, для нахилених трубопроводів з рівномірним підйомом слід вважати, що спів падіння дослідних та розрахункових даних цілком задовольняє вимогам, які висувуються до інженерних розрахунків.

Розрахунки гідравлічних ударів в нахиленому трубопроводі з переламною точкою виконувались для трубопроводів діаметром

$d_{mpj} = 0,082$ м. Довжина першої ділянки трубопроводу $y_1 = 284$ м з підйомом $\Delta z_1 = 10$ м, а другого $y_2 = 171$ м з підйомом $\Delta z_2 = 40$ м. Статичний напір установки $H_{cm} = 51,7$ м, розрахунковий вакуум під час розриву суцільності потоку $H_{вак} = 8$ м, Гідравлічний опір трубопроводу $A_j = 385,8$ с²/м⁵, відносна шорсткість $\Delta r_{1j} = 0,0183$. Решта вихідних даних наведені в табл. 7.5.

Таблиця 7.5

Вихідні дані для розрахунку гідравлічного удару в нахиленому трубопроводі з переламною точкою.

Номер рисунку	Літературне джерело	Q_{II} , м ³ /с		φ , -	a_j м/с
Рис. 7.35, а	[491, рис. 24, а]	1,056	$1,3 \cdot 10^{-8}$	0,0000001	1266
Рис. 7.35, б	[491, рис. 24, б]	1,580	$1,3 \cdot 10^{-8}$	0,0000005	1266
Рис. 7.35, в	[491, рис. 24, в]	2,640	$1,3 \cdot 10^{-8}$	0,0000005	1266
Рис. 7.35, г	[491, рис. 24, г]	5,200	$1,3 \cdot 10^{-8}$	0,00000016	1266
Рис. 7.35, д	[491, рис. 24, д]	11,08	$1,3 \cdot 10^{-8}$	0,00000016	1266
Рис. 7.36, а	[491, рис. 26, а]	-1,96	0	0	1183
Рис. 7.36, б	[491, рис. 26, б]	-2,40	0	0	1183
Рис. 7.36, в	[491, рис. 26, в]	-9,60	0	0	1183
Рис. 7.37, а	[491, рис. 25, а]	11,83	0	0	1060

Розрахунки проводились з використанням таких самих залежностей, як і для нахилоного трубопроводу із рівномірним підйомом. Результати розрахунків наведені на рис. 7.35-7.37. Як показують графіки перехідних процесів та в цих випадках наявні: деяке неспівпадіння за фазою, рис. 7.35, а, рис. 7.35, в; виникнення викидів тиску, рис. 7.35, г, рис. 7.36, б, в. Причому викиди тиску відповідають більш частим випадкам закриття пароповітряних порожнин при математичному моделюванні, ніж це має місце в експерименті. Проте, ординати основних піків підвищення тиску відповідає дослідним даним та цього достатньо для прийняття рішень.

Стає очевидним, що для підвищення адекватності математичного моделювання необхідне врахування впливу гравітаційних сил на ділянки водних колон, які знаходяться між розривами

суцільності потоку в розрахункових точках.

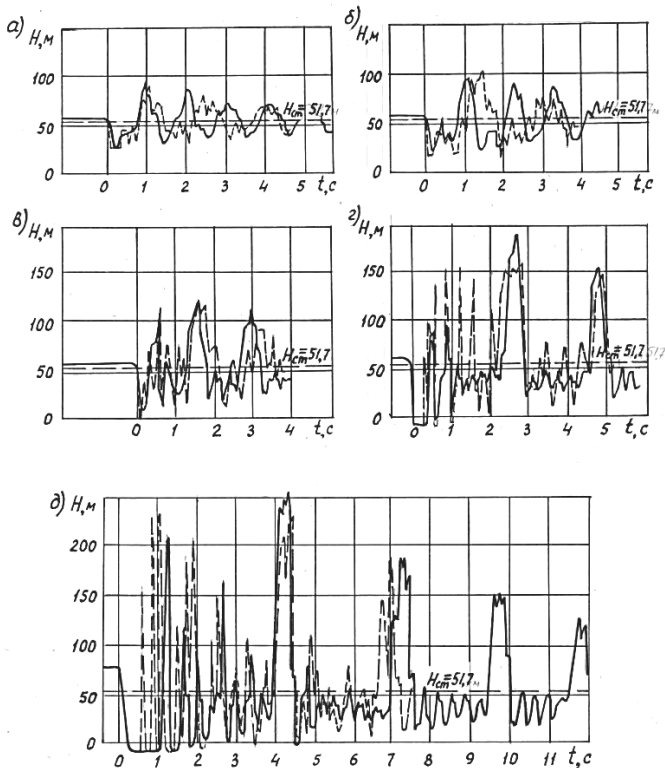


Рис. 7.35. Графіки зміни тисків в нахилених трубопроводах з переламною точкою

Тому в розрахунках, які наведені на рис. 7.35, д; рис. 7.37, а та усіх наступних, гравітаційні сили враховувались поправками до витрат у вузлах Δq за формулами (7.82), (7.83) без правих частин, тому що втрати на тертя вже враховані коефіцієнтом затухання, причому для збереження балансу витрат в кожному вузлі на границі ділянки вводилась половинна поправка. Таким чином, формула (7.84), (7.85) набувають такого вигляду:

$$q_{N,np,\tau} = q_{N,np}^* + 0,5 \cdot S_t \cdot (h_{e,N} - h_{e,N+1}), \quad (7.291)$$

$$q_{N,l,\tau} = q_{N,l}^* + 0,5 \cdot S_t \cdot (h_{e,N-1} - h_{e,N}). \quad (7.292)$$

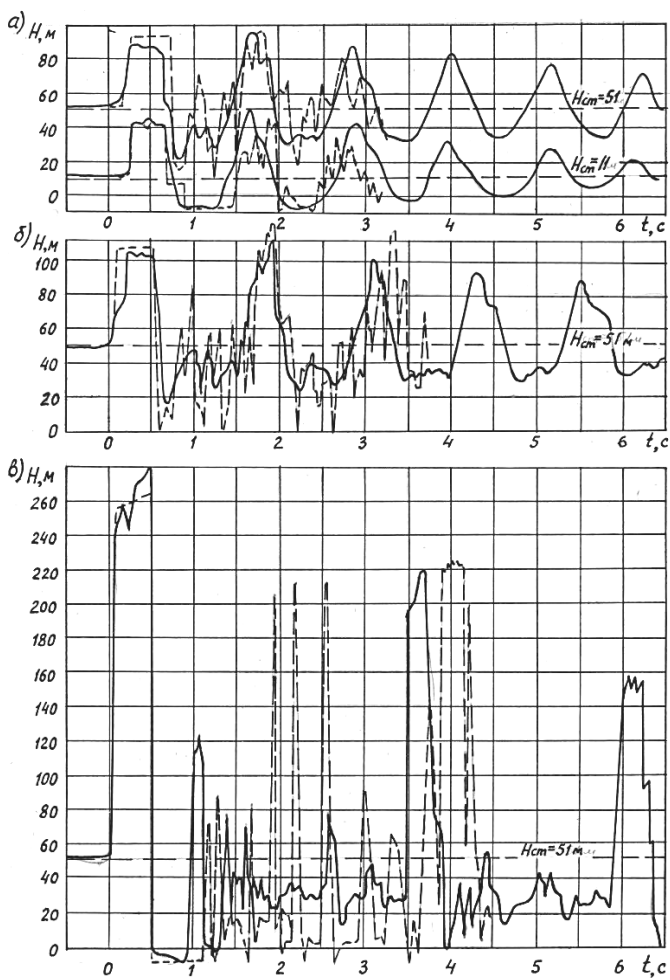


Рис. 7.36. Графіки зміни тисків в нахилених трубопроводах з переламною точкою

Як видно з вказаних графіків, врахування гравітаційної складової забезпечує формування найбільш великої пароповітряної порожнини в переламній точці профілю напірного трубопроводу, що покращує відповідність математичної моделі експериментальним даним.

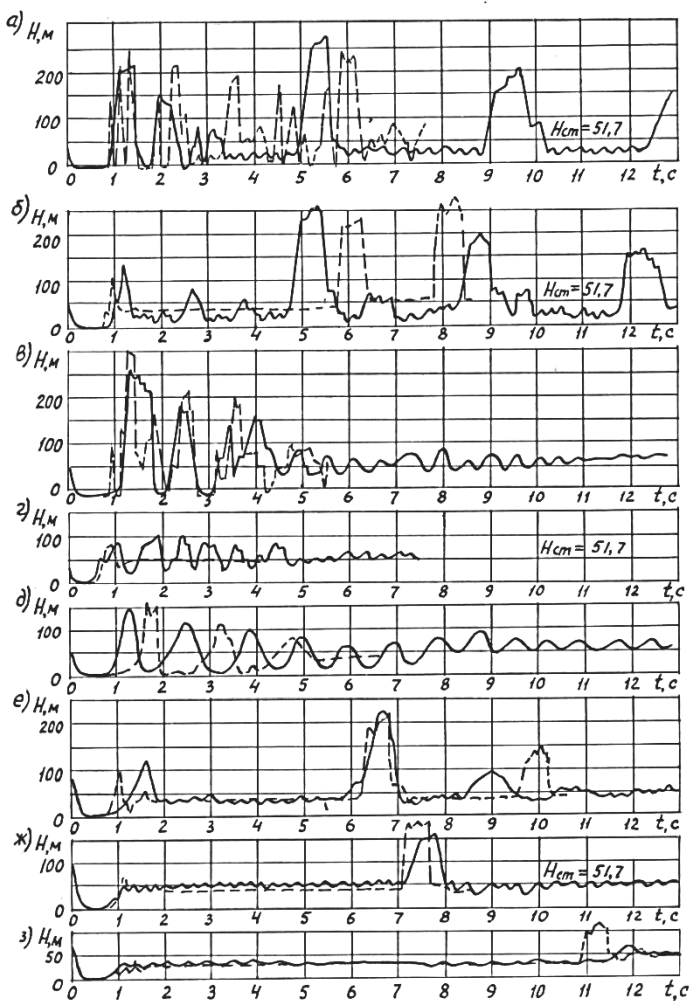


Рис. 7.37. Графіки перехідних процесів в напірному трубопроводі при використанні різних протиударних пристроїв

Результати розрахунків, графіки рис. 7.37 – пунктирні лінії, порівнювалися з результатами експериментальних досліджень – , які виконані Гончаренко В. Я. – суцільні лінії [145-148].

На рис. 7.37, б -7.37, в наведені графіки перехідних процесів для вихідних даних, які відповідають рис. 7.37, а (без протиуда-

рних пристроїв) за використання таких протиударних пристроїв: рис. 7.37, б – впуск води на початку водоводу; рис. 7.37, в – впуск води на початку водоводу та переламній точці профілю; рис. 7.37, г – впуск води на початку водовода і переломній точці профілю; рис. 7.37, д – впуск і защемлення повітря на початку водовода і в переламній точці профілю; рис. 7.37, е, к, з – впуск повітря та скидання води на початку водоводу відповідно через отвори діаметром 10, 14 та 22 мм. Розрахунки проводились з використанням відповідних залежностей, які наведені в даній главі.

Результати математичного моделювання підтверджують ефективність протиударних пристроїв навіть у випадках які не враховують вміст газу у воді. Запропонована математична модель може бути використана для обґрунтування протиударних заходів.

8. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧІ

8.1. Математичне моделювання динамічних процесів в високонапірних трубопроводах насосної станції С-1 зрошення Каушанського масиву (1 черга)

Основні положення розрахунку гідравлічного удару в одноконтурному трубопроводі викладені в [111]. Результати пізніших досліджень [62; 434-445] дозволяють дещо доповнити вказану методику. Так з урахуванням розробок і експериментальних досліджень Рожкова А. Н. [436; 441] в прийнятих позначеннях [111] відносна кутова швидкість тарелі клапана для моменту відносного часу τ визначається за наступною рекурентною формулою

$$\beta_{\tau} = \beta_{\tau-1} + K_6 (M_G - K_7 K_M |q| q - K_8 \beta_{\tau-1}^2 K_{\omega}), \quad (8.1)$$

де постійні коефіцієнти

$$K_6 = \frac{\mu}{J_{\kappa} \omega_n}, \quad (8.2)$$

$$K_7 = 1,02 D^3 \frac{Q_n^2}{f_n^2}, \quad (8.3)$$

$$K_8 = K_{1e} D^5 \omega_n^2, \quad (8.4)$$

а K_M і K_{ω} - коефіцієнти гідродинамічного моменту і положення тарелі, які визначаються експериментально для кожного типорозміру клапана.

В залежностях (8.1)-(8.4) прийняти наступні позначення:

$\tau = t/\mu$ - відносний час;

$\beta = \omega/\omega_n$ - відносна кутова швидкість обертання тарелі;

M_G - крутячий момент від сили тяжіння тарелі;

$q = Q/Q_n$ - відносна витрата, яка проходить через зворотний клапан;

μ - напіwfаза гідравлічного удару для розрахункової ділянки трубопроводу;

J_{κ} – момент інерції тарелі зворотного клапана;

ω_n – базова кутова частота обертання;

D – умовний діаметр зворотного клапана;

Q_n – базова витрата;

$f_{\kappa} = \pi D^2/4$ – площа круга діаметром D ,

K_{Ie} – ексцентриситет осі обертання клапана, відносно осі трубопроводу, який приймається в долях D .

Момент інерції тарелі зворотного клапана J_{κ} , визначається в відповідності з методикою [441; 443].

В зв'язку з необхідністю врахування розриву суцільності потоку в типовому вузлі методика [111] була доповнена наступними положеннями. Поява розриву суцільності потоку в середині трубопроводу необхідно враховувати з моменту, коли відносний напір у вузлі h_N падає нижче відносного напору h_{eN} , а витрати визначаються за формулами:

ліворуч від вузла

$$q_{1N} = (K - h_{eN}) \varepsilon_N, \quad (8.5)$$

праворуч від вузла

$$q_{2N} = (h_{eN} - \Psi) \varepsilon_N. \quad (8.6)$$

де K і Ψ – відповідно зворотний і прямий імпульси гідравлічного удару, які підходять до даного вузла N , ε_N – коефіцієнт ударної характеристики у вузлі N [111].

Об'єм вакуумної порожнини у вузлі N в розрахунковий момент часу τ буде рівним

$$\Sigma q_{N,\tau} = \Sigma q_{N,\tau-1} - q_{1N} + q_{2N}. \quad (8.7)$$

Змикання вакуумної порожнини і різке підвищення тиску в трубопроводі виникне в той момент, коли виконається умова $\Sigma q_{N,\tau} \leq 0$. При цьому залишкова витрата у вузлі буде дорівнювати

$$q_N = \frac{\varepsilon_N}{2} (K - \Psi). \quad (8.8)$$

Відносний напір у вузлі в момент змикання вакуумної порожнини буде пропорційний величині погашеної швидкості і знаходиться за залежністю

$$h_N = h_{6N} + \frac{|\sum q_{N,\tau}|}{\varepsilon_N}. \quad (8.9)$$

Приклад розрахунку перехідних гідромеханічних процесів [376]

На насосній станції С-1 зрошення Каушанського масиву (1 черга) передбачено встановлення $z = 12$ відцентрових спіральних двоступінчастих насосів марки ЦН 3000-197 (28М12х2) з загальною подачею $Q = 10 \text{ м}^3/\text{с}$ і напором $H = 196 \text{ м}$, коефіцієнт корисної дії насоса $\eta = 0,78$. Встановлена потужність насосної станції 30000 кВт. Розрахунковий мінімальний рівень води в підвідному каналі $\downarrow \text{НБ}_{\min} = -0,18 \text{ м}$. Насоси з'єднані сталевим трубопроводом діаметром $D_{\text{тр}} = 2,0 \text{ м}$. Довжина напірного трубопроводу $L = 4100 \text{ м}$. Рівень води в магістральному каналі (напірному басейні) $\downarrow \text{ВБ} = 178,5 \text{ м}$. Геодезична висота підйому 179 м.

Розрахункова подача одного насоса $Q_{\text{нас}} = Q/z = 10/12 = 0,833 \text{ м}^3/\text{с}$. Діаметр напірного патрубку насоса $d_n = 1 \text{ м}$. Частота обертання ротора насоса $n = 980 \text{ об/хв}$. Діаметр робочого колеса $D_{\text{рк}} = 890 \text{ мм}$. Робоча характеристика насоса наведена на рис. 8.1, а спрощений розрахунковий профіль по осі напірного трубопроводу – на рис. 8.2.

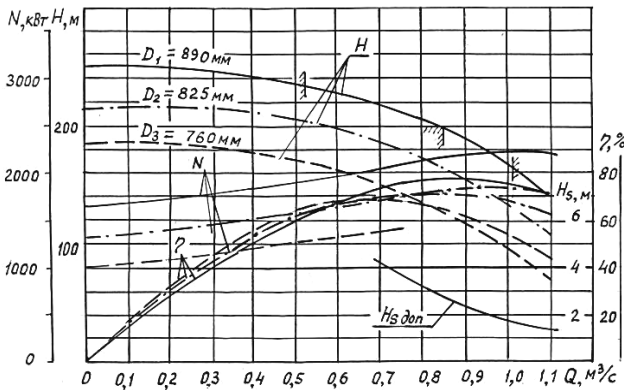


Рис. 8.1. Характеристика насоса ЦН 3000-197

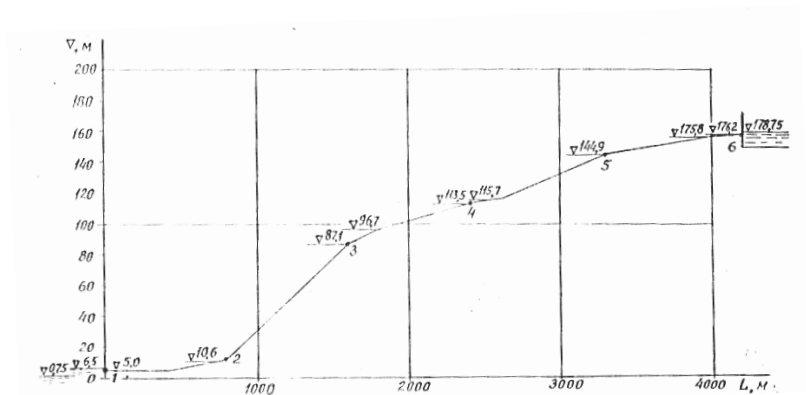


Рис. 8.2. Профіль напірного трубопроводу насосної станції С-1 зрошення Каушанського масиву (1 черга)

Насос ЦН 3000-197 приводиться в дію електродвигуном СДН-15-76-6УЗ потужністю 2500 кВт з частотою обертання 1000 об/хв і напругою $V=10000$ В. Момент інерції електродвигуна прийнято рівним $J = 3,25$ тм², тоді махова маса $GD^2 = =4 J=4 \cdot 3,25 = 13$ тс·м².

Характеристика трубопроводу:

$$H_w = 1,1ALQ^2 = 1,1 \cdot 44,04 \cdot 10^{-6} \cdot 4100 Q^2 = 0,1986 Q^2. \text{ Тоді}$$

$$H = H_r + S_{mp} Q^2 = 179 + 0,1986 Q^2; S_{mp} = 0,1986 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Приймаємо швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару $a = 1316$ м/с.

Визначаємо швидкохідність насоса

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q_n}}{(H_n/2)^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 1000 \sqrt{0,86}}{(197/2)^{\frac{3}{4}}} = 100,4 \text{ об/хв},$$

що близько до $n_s = 120$ об/хв., тому приймаємо такі коефіцієнти для відносної моментної характеристики насоса:

$$\frac{m}{v^2} = B_o + B_1 \frac{q}{v} + B_2 \left(\frac{q}{v} \right)^2 + B_3 \left(\frac{q}{v} \right)^3.$$

Насосний режим (1 ділянка) $B_o=0,39100$; $B_1=0,38263$;

$$B_2=0,74039; B_3=-0,51034.$$

Гальмівний режим (2 ділянка) $B_o=0,38880$; $B_1=0,40387$;

$$B_2=1,1584; B_3=-0,25413.$$

Весь трубопровід розбивався на п'ять розрахункових ділянок довжиною $\Delta L = 620$ м.

$$\text{Розрахунковий інтервал часу } \Delta t = \mu = \frac{L}{az} = \frac{4100}{1316 \cdot 5} = 0,623 \text{ с.}$$

Підготовка вихідних даних для чисельного розрахунку гідравлічного удару в трубопроводах насосної станції С-1 при одночасному вимиканні 12 насосів.

Базові величини: $Q_n = 0,86 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_n = 197 \text{ м}$; $M_n = 2076 \text{ кГс}\cdot\text{м}$; $n_n = 1000 \text{ об/хв}$; $\mu = 0,623 \text{ с}$.

Коефіцієнт втрат напору

$$k = \frac{S_{mp} Q_n^2}{H_n} = \frac{0,1986 \cdot 10^2}{197} = 0,1008.$$

Відновлення втрат напору при гідравлічному ударі не враховуємо, тому $\varphi_N=1$.

Постійний коефіцієнт – ударна характеристика трубопроводу

$$\varepsilon = \frac{gfH_n}{aZQ_n\varphi_N} = \frac{9,81 \cdot 3,14 \cdot 197}{1316 \cdot 12 \cdot 0,86 \cdot 1} = 0,447.$$

За напірним патрубком кожного насоса встановлений зворотний клапан типу ПТ 44007 діаметром $D = 1$ м. Повні гідромеханічні характеристики цього клапана приведені в [445] і на рис. 8.3, а схема клапана показана на рис. 8.4.

Указаний діаметр клапана прийнятий з урахуванням перспективної заміни насосного обладнання на більш потужне, тому при початковому режимі роботи зворотний клапан відкривається не повністю, а на кут відкриття $\alpha = 39^\circ$ градусів. Момент інерції тарелі клапана $J_k = 3,548 \text{ кГс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$.

Характеристика насоса ЦН 3000-197 в першому квадранті приймається за даними заводу-виробника, рис. 8.1. Аналітичний вид напірної характеристики і першому квадранті в відносних величинах має вигляд

$$h = h_\phi - S_\phi q^2, \quad (8.10)$$

де $h = H/H_n$ – відносний напір насоса; $q = Q/Q_n$ – відносна витрата насоса; h_ϕ , S_ϕ – коефіцієнти для указаної марки насоса, які

мають такі значення $h_{\phi} = 1,26$; $S_{\phi} = 0,27$; H_n і Q_n – відповідно базові значення напору і витрати насоса.

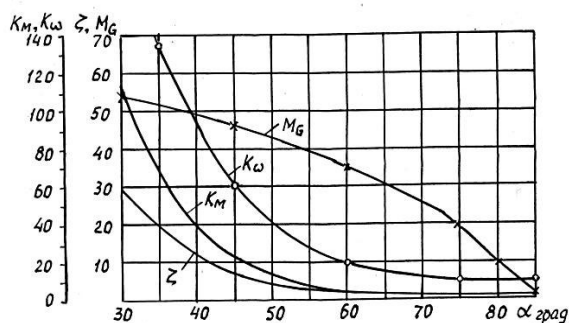


Рис. 5.3. Характеристика зворотного клапана ПТ 44007 діаметром $D = 1$ м

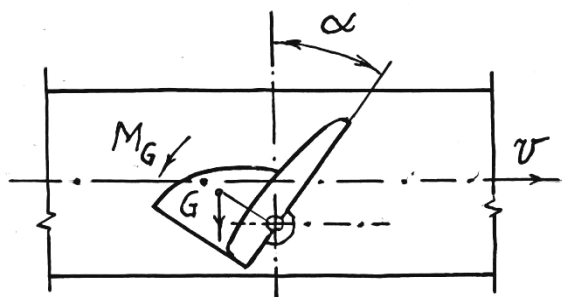


Рис. 8.4. Схема зворотного клапана ПТ 44007 діаметром $D = 1$ м

При швидкохідності насоса $n_s = 100,4$ об/хв. Для другого квадранта аналітична напірна характеристика насоса прийнята, як для насоса з швидкохідністю $n_s = 110$ об/хв, а саме

$$h = h_{\phi 1} - S_{\phi 1} q^2, \quad (8.11)$$

де $h_{\phi 1} = 1,27$; $S_{\phi 1} = 1,1$.

Постійна агрегату при маховій масі електродвигуна $GD^2 = 13$ тс·м² становить $T_a = 16,7$ с.

Початкові параметри в абсолютних величинах:

$n_o = 1000$ об/хв; $Q_o = 0.8333$ м³/с; $H_o = 198$ м; $H_{cm o} = 179$ м;

$H_{w o} = 19$ м; $M_o = 2075$ кгс·м.

Початкові відносні величини:

$$\nu_o = 1; q_o = 0,969; h_o = 1,005; h_{cm0} = 0,9086; \\ h_{wo} = 0,0964; m_o = 0,9995.$$

Постійні коефіцієнти розрахункових залежностей для даних умов прийняті наступними:

$$\Lambda = \mu / T_a = 0,0373; m_{mp} = 0,02; C = \frac{Q_n^2}{2g f_\kappa^2 H_n} = 0,000311;$$

$$\Omega = \mu \omega_n = 65,2; K_6 = \frac{\mu}{J_\kappa \omega_n} = 0,00168;$$

$$K_7 = 1,02 \frac{D^2 Q_n^2}{f_\kappa^2} = 1,224 \text{ м}^5/\text{с}^2; K_8 = K_{1e}^2 D^5 \omega_n^2 = 70,157.$$

Розрахунки виконувалися без врахування втрат напору для випадку одночасного вимикання електроживлення 12-ти насосів ЦН 3000-197. В результаті виконаних розрахунків отримані графіки зміни за часом напору в п'яти розрахункових вузлах, зміна подачі і швидкості обертання ротора насоса, зміни величини відкриття зворотного клапана. Ці дані у відносних величинах приведені на рис. 8.5-8.9.

За результатами розрахунків тривалість падіння напору до закриття зворотного клапана становила 23,6 с; при цьому максимальний напір досягав величини 479 м і розривів суцільності потоку в водоводі не було.

В наступних фазах гідравлічного удару з'явилися розриви суцільності потоку в трубопроводі, що привело до вторинного відкриття зворотного клапана і наступного його захлопування через 43,6 с з моменту відключення насосів і напір при цьому зріс до 561 м. Тривалість зупинки насоса 32,3 с.

Отримані величини напору значно перевищують робочий напір і це викликає необхідність застосування відповідних заходів для захисту трубопроводів від гідравлічних ударів.

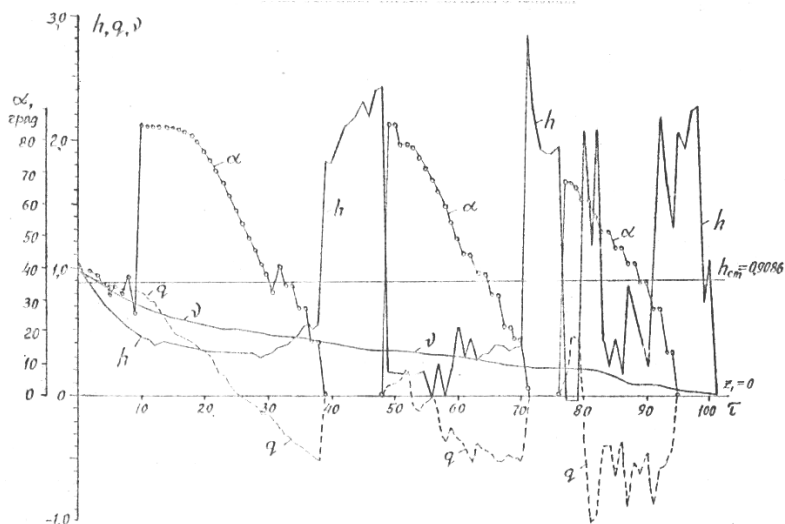


Рис. 8.5. Графіки зміни в часі напору, подачі, частоти обертання і кута відкриття тарелі зворотного клапана в перехідному процесі при зупинці насосів ЦН 3000-197

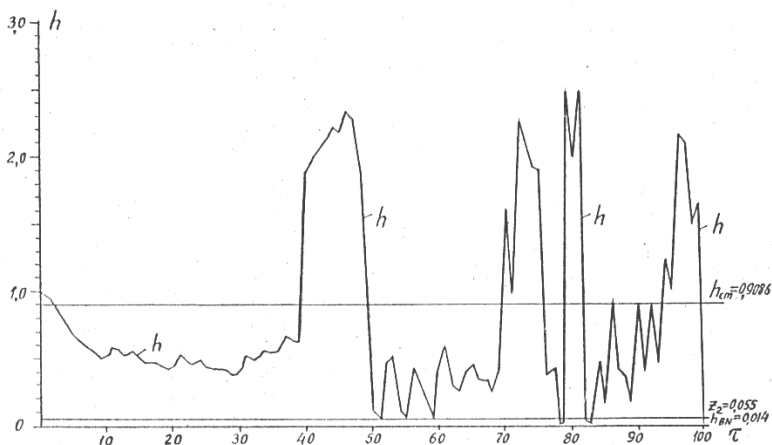


Рис. 8.6. Графіки зміни в часі напору у вузлі 2 в перехідному процесі при зупинці насосів ЦН 3000-197

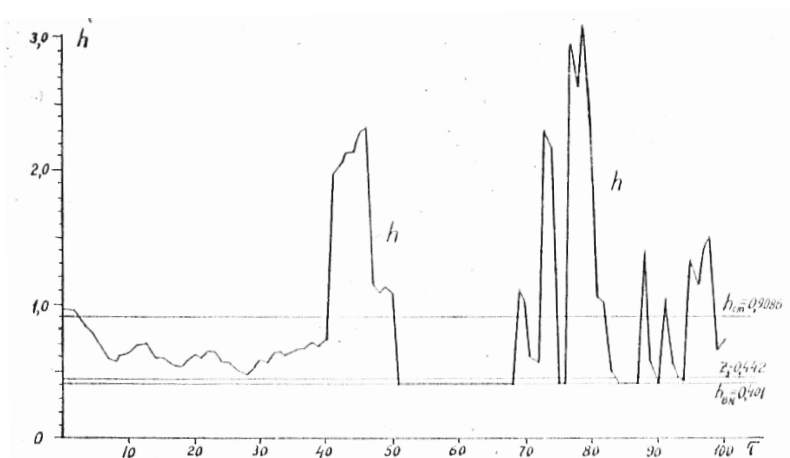


Рис. 8.7. Графіки зміни в часі напору у вузлі 3 в перехідному процесі при зупинці насосів ЦН 3000-197

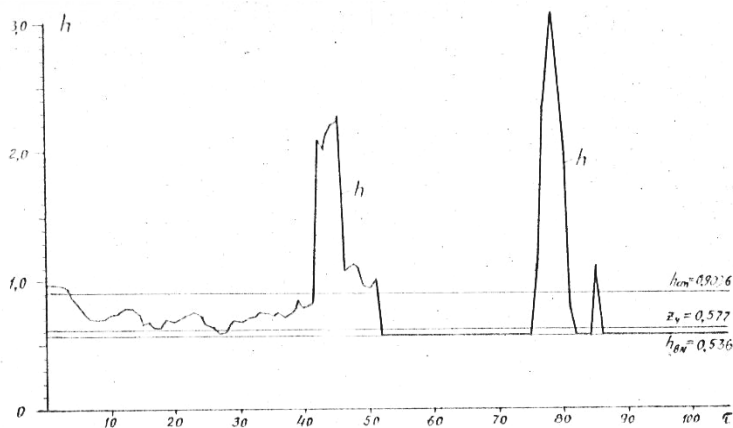


Рис. 8.8. Графіки зміни в часі напору у вузлі 4 в перехідному процесі при зупинці насосів ЦН 3000-197

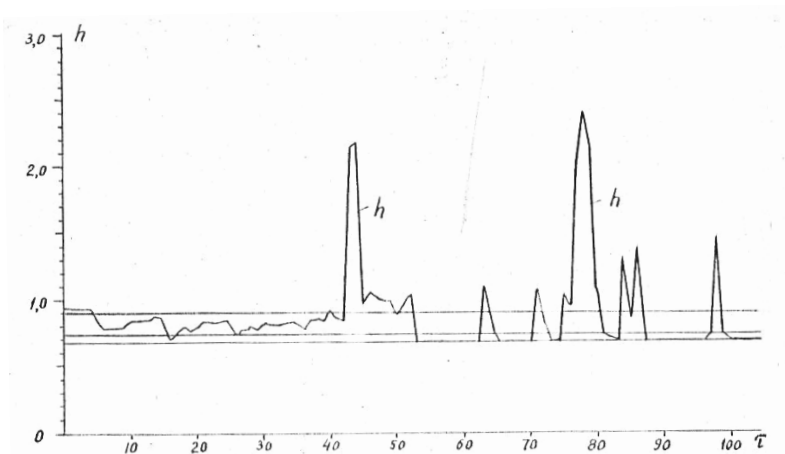


Рис. 8.9. Графіки зміни в часі напору у вузлі 5 в перехідному процесі при зупинці насосів ЦН 3000-197

8.2. Методика розрахунків пристроїв стабілізації динамічних процесів

8.2.1. Розрахунок гідроциліндра рис. 5.22 [405]

Рівняння рівноваги для даної засувки має вигляд:

$$F_{\Pi} = R_{TM} + R_{ТСЦ} + R_{ТСЗ} + R_{ТЩ}, \quad (8.12)$$

де F_{Π} – сила, що діє на поршень, H ; R_{TM} – сила тертя манжети поршня, H ;

$R_{ТСЦ}$ – сила тертя сальника циліндра, H ;

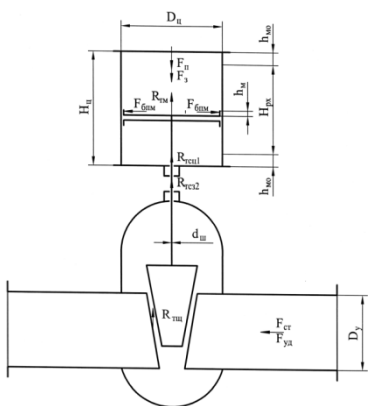


Рис. 8.10. Засувка з гідравлічним приводом

$R_{ТСЗ}$ – сила тертя сальника засувки, H ; $R_{ТЩ}$ – сила тертя щічки, H .

Для визначення необхідної сили закриття засувки задаємось коефіцієнтом запасу $K = 1,5$, тоді:

$$F_3 = 1,5F_{II}. \quad (8.13)$$

Визначаємо силу тертя щічки

Сила тертя щічки знаходимо при ударному напорі, m , який при непрямому ГУ визначається за формулою Мишо [575, с. 315]:

$$H_{y\partial} = H_{cm} + \frac{2V_p l_m}{gt_3}, \quad (8.14)$$

де H_{cm} – статичний напір, m ; l_m – довжина трубопроводу, m ; t_3 – час закриття засувки, c , (приймаємо $t_3 = 10c$); V_p – швидкість руху рідини в трубопроводі, m/c , яка визначається за формулою:

$$V_p = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi D_m^2}, \quad (8.15)$$

де Q – максимальна витрата трубопроводу, m^3/c ; D_m – діаметр трубопроводу, m .

Тиск, що створюється перед засувкою, Pa , визначається за формулою:

$$P_{y\partial} = H_{y\partial} \rho g. \quad (8.16)$$

Сила, з якою діє вода на щічку засувки, визначається за формулою:

$$F_{y\partial} = P_{y\partial} \omega_{щ}, \quad (8.17)$$

де $\omega_{щ}$ – площа поперечного перерізу щічки, m^2 , яка визначається за формулою:

$$\omega_{щ} = \frac{\pi D_{щ}^2}{4}, \quad (8.18)$$

де $D_{щ}$ – діаметр щічки засувки, m , $D_{щ} \approx D_m$.

Тоді сила тертя становить

$$R_{тщ} = \mu_1 F_{y\partial}, \quad (8.19)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя сталі по чавуну, $\mu_1 = 0,15$ [158].

Визначаємо силу тертя сальника засувки:

$$R_{TC} = \mu_2 S_{ци} P_{ци}, \quad (8.20)$$

де $S_{ци}$ – площа бічної поверхні циліндра до якої прилягає сальник, $м^2$; $P_{ци}$ – тиск, з яким сальник діє на бічну поверхню штоку, $Па$; μ_2 – коефіцієнт тертя сальника по сталі, $\mu_2 = 0,5$ [158].

$$S_{ци} = \pi d_{ш} h_c, \quad (8.21)$$

де $d_{ш}$ – діаметр штоку, $м$; h_c – висота сальника, $м$.

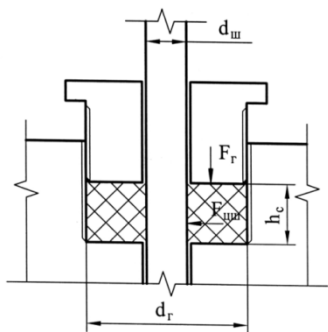


Рис. 8.11. Схема гідроприводу

Умовно приймаємо, що сальник – нестиснюваний рухомий матеріал, тоді:

$$P_z = P_{ци}, \quad (8.22)$$

де P_z – тиск, $Па$, який створює натискна гайка в сальнику.

Оскільки

$$P = \frac{F}{S}, \quad (8.23)$$

то

$$\frac{F_z}{S_z} = \frac{F_{ци}}{S_{ци}}, \quad (8.24)$$

де F_z – сила, з якою натискна гайка тисне на сальник, $Н$; $F_{ци}$ – сила, з якою сальник тисне на бічну поверхню штоку, $Н$; S_z – площа натискної гайки, $м^2$:

$$S_z = S_3 - S_{вн} = \frac{\pi}{4} (d_{32}^2 - d_{ш}^2), \quad (8.25)$$

де d_{32} – зовнішній діаметр притискної гайки, $м$.

Отже згідно (8.24)

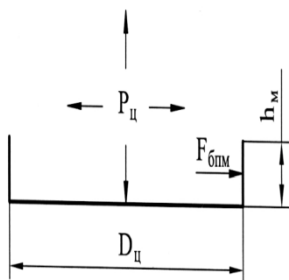
$$F_{\text{ци}} = \frac{S_{\text{ци}}}{S_z} F_z. \quad (8.26)$$

Тоді формула (8.26) набуває вигляду

$$R_{TC} = \mu_2 \frac{S_{\text{ци}}}{S_z} F_z. \quad (8.27)$$

Визначаємо **силу тертя манжети** поршня:

$$R_{TM} = \mu_3 S_{\text{бпм}} P_{\text{ц}}, \quad (8.28)$$



де μ_3 – коефіцієнт тертя мокрої шкіри по сталі, $\mu_3 = 0,5$ [158]; $S_{\text{бпм}}$ – площа бокової поверхні манжети, м^2 ; $P_{\text{ц}}$ – тиск в циліндрі, Па .

Площа бокової поверхні манжети визначається за формулою:

Рис. 8.12. Сили тертя на манжеті

$$S_{\text{бпм}} = \pi D_{\text{ц}} h_{\text{м}}, \quad (8.29)$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр циліндра, м ; $h_{\text{м}}$ – висота манжети, м .

Тиск в циліндрі є змінна в часі величина, оскільки вона залежить від відносного закриття засувки. Приймаємо найгірший випадок, коли тиск в циліндрі максимальний, тобто $P_{\text{ц}} = P_{\text{уд}}$.

Згідно (3.2), знаходимо необхідну силу закриття засувки F_3 , та необхідний напір в циліндрі за формулами:

$$P_{\text{ци}} = \frac{F_3}{\omega_{\text{ц}}}, \quad (8.30)$$

де $\omega_{\text{ц}}$ – площа поперечного перерізу циліндра, м^2 , яка визначається за формулою:

$$\omega_{\text{ц}} = \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4}, \quad (8.31)$$

$$H_{цн} = \frac{P_{цн}}{\rho g}. \quad (8.32)$$

Задаємось стандартним діаметром циліндра $D_{ц}$ засувки, починаючи з менших значень та перевіряємо умову:

$$H_{ст} > H_{цн}. \quad (8.33)$$

Якщо умова не виконується, то приймаємо більший стандартний діаметр циліндра $D_{ц}$ і повторюємо розрахунок до тих пір поки умова (8.33) не буде виконуватись.

Різниця напорів, m , становить:

$$\Delta H = H_{ст} - H_{цн}. \quad (8.34)$$

Дана різниця напорів повинна гаситись на дроселі, розрахунок якого наведено нижче.

8.2.2. Розрахунок дроселя

Витрата, m^3/c , що проходить через засувку становить:

$$Q = V_з \omega_ц, \quad (8.35)$$

де $V_з$ – швидкість закриття засувки, m/c .

Витрату, яку необхідно пропустити через дросель при напорі ΔH , визначаємо за формулою:

$$Q = \mu \omega_{др} \sqrt{2g\Delta H}, \quad (8.36)$$

де μ – коефіцієнт витрати дроселя, $\mu = 0,6$ [256].

З формули (8.36) знаходимо:

$$\omega_{др} = \frac{Q}{\mu \sqrt{2g\Delta H}}. \quad (8.37)$$

Приймаємо n канавок трикутної форми з прямим кутом при вершині, тоді катети даного рівнобедреного трикутника, m , визначаються за формулою:

$$a = \sqrt{\frac{2\omega}{n}}, \quad (8.38)$$

а гіпотенуза, m , становить:

$$b = \sqrt{2a^2} = a\sqrt{2}. \quad (8.39)$$

Відстань між канавками приймаємо в межах $l \geq 2\text{мм} \dots b/2$.

8.2.3. Розрахунок пружного елемента

Висота відкриття мембрани скидного клапана, m , повинна бути

$$\Delta h \geq \frac{1}{4} d_{\text{ef}}, \quad (8.40)$$

де d_{ef} – ефективний діаметр отвору, що перекривається, m .
Приймаємо конструктивно стандартний діаметр труби.

Визначаємо об'єм, m^3 , який займає в скидному циліндрі піднята (відкрита) мембрана, за формулою зрізаного конуса:

$$V_{BM} = \frac{1}{3} \Delta h \pi (R^2 + r^2 + Rr), \quad (8.41)$$

де r – радіус верхньої основи зрізаного конуса, m , $r = d_{\text{ef}} / 2$;

R – радіус нижньої основи зрізаного конуса, m , $R = d_{\text{цск}} / 2$,

де $d_{\text{цск}}$ – діаметр циліндра скидного клапана, m .

Зменшення об'єму на величину V_{BM} в скидному циліндрі сприймає пружний елемент (гумова куля із стисненим повітрям)

$$V_{BM} = V_K - V_K^{cm}, \quad (8.42)$$

де V_K – об'єм кулі, m^3 ; V_K^{cm} – об'єм стисненої кулі, m^3 .

Діаметр кулі, m , визначається за формулою:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{6V_K}{\pi}}. \quad (8.43)$$

Звідси, об'єм кулі, m^3

$$V_K = \frac{\pi d_K^3}{6}. \quad (8.44)$$

Діаметр стисненої кулі d_K^{cm} , m , повинен бути:

$$d_K^{cm} = \sqrt[3]{\frac{3}{4} d_K^3}. \quad (8.45)$$

Підставивши формули (8.43)-(8.45) в формулу (8.42), отримаємо рівняння:

$$V_{BM} = \frac{\pi}{6} (d_K^3 - (\frac{3}{4} d_K^3)), \quad (8.46)$$

звідки

$$V_{BM} = \frac{\pi}{6} d_K^3 \left(1 - \frac{27}{64}\right), \quad (8.47)$$

звідси

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{6V_{BM}}{\pi \left(1 - \frac{27}{64}\right)}}. \quad (8.48)$$

Задаємось стандартним діаметром циліндра скидного клапана $d_{цск}$, починаючи з менших значень та перевіряємо умову:

$$d_K < d_{цск}. \quad (8.49)$$

Якщо умова виконується, то приймаємо більший стандартний діаметр циліндра скидного клапана $d_{цск}$ і повторюємо розрахунок до тих пір поки умова (8.49) не буде виконуватись.

Висота циліндра, m , визначається за формулою:

$$h_{\text{дн}} = d_{\text{дн}} + \Delta h + (1 \dots 2 \text{ м}). \quad (8.50)$$

Тиск у кулі повинен бути

$$P_K = P_{цск} + \Delta P_{\text{дон}}, \quad (8.51)$$

де $P_{цск}$ – тиск у циліндрі скидного клапана, Pa , який визначається за формулою

$$P_{цск} = H_{ст} \rho g, \quad (8.52)$$

де $\Delta P_{\text{дон}}$ – допустиме підвищення тиску в трубопроводі перед засувкою при її закритті, Pa , яке визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{дон}}^{\text{max}} = 0,2 P_{цск}. \quad (8.53)$$

8.2.4. Приклад розрахунку пристрою для безударного закриття трубопровідної засувки рис. 5.23 [169]

Вихідні дані

$$\begin{aligned} H_{CT} &= 10,3 \text{ м}; \quad Q = 0,012 \text{ м}^3 / \text{с}; & F_z &= 70 \text{ Н}; \\ l_m &= 100 \text{ м}; \quad d_{ш} = 0,020 \text{ м}; & h_m &= 0,020 \text{ м}; \\ t_z &= 10 \text{ с}; \quad h_c = 0,010 \text{ м}; & V_z &= 0,01 \text{ м/с}; \\ D_m &= 0,1 \text{ м}; \quad d_{зз} = 0,035 \text{ м}; & d_{ef} &= 0,037 \text{ м}. \end{aligned}$$

Розрахунок гідроциліндра

Згідно (8.15)-(8.19) визначаємо силу тертя щічки.

$$V_P = \frac{4 \cdot 0,012}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,53 \text{ м / с } ;$$

$$H_{y\partial} = 10,3 + \frac{2 \cdot 1,53 \cdot 100}{9,81 \cdot 10} = 13,42 \text{ м } ;$$

$$P_{y\partial} = 13,42 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 131650,2 \text{ Па } ;$$

$$\omega_{щ} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{y\partial} = 131650,2 \cdot 0,00785 \text{ м}^2 = 1033,45 \text{ Н } ;$$

$$R_{тщ} = 0,15 \cdot 1033,45 = 155,02 \text{ Н } .$$

Згідно (3.20)-(3.27) визначаємо силу тертя сальника засувки.

$$S_{цш} = 3,14 \cdot 0,020 \cdot 0,010 = 6,28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 ;$$

$$S_{\varepsilon} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,035^2 - 0,020^2) = 6,476 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 ;$$

$$F_{цш} = 0,5 \cdot \frac{6,28 \cdot 10^{-4}}{6,476 \cdot 10^{-4}} \cdot 70 = 33,94 \text{ Н } .$$

Силу тертя сальника гідроциліндра приймаємо рівною силі тертя сальника засувки.

Задаємось стандартним діаметром поршня гідроциліндра $D_{ц} = 0,1 \text{ м}$.

Згідно (8.13), (8.28)-(8.33) визначаємо силу тертя манжети поршня та перевіряємо діаметр поршня.

$$S_{бм} = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,020 = 6,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 .$$

$$R_{ТМ} = 0,5 \cdot 6,28 \cdot 10^{-3} \cdot 131650,2 = 413,38 \text{ Н } ;$$

$$F_3 = 1,5 \cdot (413,38 + 2 \cdot 33,94 + 155,02) = 954,42 \text{ Н } ;$$

$$\omega_{ц} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 ;$$

$$P_{цш} = \frac{954,42}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 121582,17 \text{ Н } ;$$

$$H_{\text{ци}} = \frac{121582,17}{1000 \cdot 9,81} = 12,39 \text{ м}.$$

Перевірка:

$$H_{\text{ндо}} = 10,3 \text{ м} < H_{\text{доі}} = 12,39 \text{ м}.$$

Умова не виконується.

Приймаємо $D_{\text{ц}} = 0,15 \text{ м}$ і повторюємо розрахунки.

$$S_{\text{олм}} = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,020 = 9,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$R_{\text{ТМ}} = 0,5 \cdot 9,42 \cdot 10^{-3} \cdot 131650,2 = 620,07 \text{ Н};$$

$$F_3 = 1,5 \cdot (620,07 + 2 \cdot 33,94 + 155,02) = 1264,46 \text{ Н};$$

$$\omega_{\text{ц}} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} = 1,766 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

$$P_{\text{ци}} = \frac{1264,46}{1,766 \cdot 10^{-2}} = 71599,94 \text{ Н};$$

$$H_{\text{ци}} = \frac{71599,94}{1000 \cdot 9,81} = 7,30 \text{ м}.$$

Перевірка:

$$H_{\text{ст}} = 10,3 \text{ м} > H_{\text{ци}} = 7,30 \text{ м}.$$

Умова виконується.

Розрахунок дроселя І

Приймаємо найбільшу швидкість закриття засувки
 $V_3 = 100 \text{ мм} / 10 \text{ с} = 0,01 \text{ м} / \text{с}.$

Згідно (8.35)-(8.39)

$$Q = 0,01 \cdot 1,766 \cdot 10^{-2} = 1,766 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$\omega_{\text{др}} = \frac{1,766 \cdot 10^{-4}}{0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3}} = 3,84 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Приймаємо 4 канавки.

$$a = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,84 \cdot 10^{-5}}{4}} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$b = 4,4 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{2} = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Приймаємо відстань між канавками $l = 2 \text{ мм}.$

Експериментально було встановлено, що необхідності у даному дроселі немає, оскільки він впливає лише на швидкість закриття, а надто швидке закриття відслідковує (не допускає) гідравлічна система управління гідроприводом.

Розрахунок пружного елемента

Задаємось стандартним діаметром отвору, що перекидається $d_{ef} = 0,037\text{ м}$ та стандартним діаметром циліндра скидного клапана $d_{цск} = 0,05\text{ м}$.

Згідно (8.40), (8.41), (8.43)

$$\Delta h = \frac{1}{4} \cdot 0,037 = 0,0093\text{ м}.$$

Приймаємо $\Delta h = 0,010\text{ м}$.

$$V_{BM} = \frac{1}{3} \cdot 0,010 \cdot 3,14 \cdot (0,025^2 + 0,0185^2 + 0,025 \cdot 0,0185) = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 1,50 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot (1 - \frac{27}{64})}} = 0,037\text{ м}.$$

Перевірка:

$$d_K = 0,037\text{ м} < d_{цск} = 0,050\text{ м}.$$

Умова виконується.

Згідно (8.50)-(8.53)

$$h_{цск} = 0,050 + 0,010 + 0,010 = 0,070\text{ м};$$

$$P_{цск} = 10,3 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 101043\text{ Па};$$

$$P_K = 101043 + 0,2 \cdot 101043 = 121251,6\text{ Па}.$$

Розрахунок дроселя 2

Приймаємо час запізнення хвилі високого тиску $t_{зан} = 1\text{ с}$.

Витрата, що проходить через дросель, $\text{м}^3/\text{с}$, визначається за формулою:

$$Q = V_{BM} t_{зан}. \quad (8.54)$$

Згідно (8.54)

$$Q = 1,50 \cdot 10^{-5} \cdot 1 = 1,50 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Допустиме підвищення напору в трубопроводі перед засув-

кою при її закритті, m , визначається за формулою

$$\Delta H = \frac{\Delta P_{\text{дон}}}{\rho g} . \quad (8.55)$$

Згідно (8.55)

$$\Delta H = \frac{0,2 \cdot 101043}{1000 \cdot 9,81} = 2,06 \text{ м} .$$

Згідно (8.37)

$$\omega_{\text{оп}} = \frac{1,50 \cdot 10^{-5}}{0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2,06}} = 3,93 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 .$$

Приймаємо 2 канавки.

$$a = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,93 \cdot 10^{-6}}{2}} = 0,002 \text{ м} ;$$

$$b = 0,002 \cdot \sqrt{2} = 0,003 \text{ м} .$$

Приймаємо відстань між канавками $l = 2 \text{ мм}$.

Приклад розрахунку запірної пристрою і гідروциліндра – аналогічний попередньому.

Розрахунок дроселів

Розрахунок даного пристрою проводимо для самого ефективного та раціонального закону закриття КЗТ, який становить: $a / D = 0,29$, $t_m / t_s = 0,46$. Час закриття $t_s = 40 \text{ с}$.

Швидкість закриття засувки в перший та другий періоди часу визначаються за наступною методикою.

Визначаємо тривалість 1-го та 2-го етапів закриття КЗТ:

$$t_1 = t_m = t_s \cdot 0,46 = 40 \cdot 0,46 = 18,4 \text{ с} ;$$

$$t_2 = t_s - t_m = 40 - 18,4 = 21,6 \text{ с} .$$

Визначаємо шлях, який проходить поршень за 1-й та 2-й етапи закриття КЗТ:

$$a_2 = D \cdot 0,29 = 0,100 \cdot 0,29 = 0,029 \text{ м} ,$$

де $D = 0,100 \text{ м}$ – діаметр отвору що перекривається.

$$a_1 = D - a_2 = 0,100 - 0,029 = 0,071 \text{ м} .$$

Швидкість закриття визначається за формулою:

$$V_i = \frac{a_i}{t_i} . \quad (8.56)$$

Згідно (8.56)

$$V_1 = \frac{0,071}{18,4} = 3,86 \cdot 10^{-3} \text{ м / с ;}$$

$$V_2 = \frac{0,029}{21,6} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ м / с .}$$

Згідно (8.35)

$$Q_1 = 3,86 \cdot 10^{-3} \cdot 1,766 \cdot 10^{-2} = 6,82 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{ с ;}$$

$$Q_2 = 1,34 \cdot 10^{-3} \cdot 1,766 \cdot 10^{-2} = 2,37 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{ с .}$$

Згідно (8.34)

$$\Delta H = 10,3 - 7,30 = 3,0 \text{ м .}$$

Згідно (8.37) визначаємо площу дроселя (поз. 13, рис. 3.1)

$$\omega_{dp1} = \frac{6,28 \cdot 10^{-5}}{0,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3,0}} = 1,48 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 .$$

Приймаємо 2 канавки.

Згідно (8.38), (8.39)

$$a_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,48 \cdot 10^{-5}}{2}} = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м ;}$$

$$b_1 = 3,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{2} = 5,4 \cdot 10^{-3} \text{ м .}$$

Приймаємо відстань між канавками $l_1 = 2 \text{ мм}$.

Згідно (8.37) визначаємо площу дроселя (поз. 14, рис. 3.1)

$$\omega_{dp2} = \frac{2,37 \cdot 10^{-5}}{0,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3,0}} = 5,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 .$$

Приймаємо 2 канавки.

Згідно (8.38), (8.39)

$$a_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 5,15 \cdot 10^{-6}}{2}} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м ;}$$

$$b_2 = 2,3 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{2} = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ м .}$$

Приймаємо відстань між канавками $l_2 = 2 \text{ мм}$.

**Приклад розрахунку пристрою для безударного
закриття засувки, рис. 5.24 [210]**

Вихідні дані і розрахунок елементів згідно попередніх прикладів.

Розрахунок дроселя

Нюансом даного дроселя є те, що його мембрана виконана з дуже тонкого матеріалу, який при надлишковому тиску повністю перекриває дроселюючі канавки.

Розрахунок проводимо на закриття засувки за 10 секунд. Отже, згідно (8.46), швидкість закриття поршня становить

$$V = \frac{0,100}{10} = 0,01 \text{ м/с},$$

де $\dot{a}_z = D\dot{\phi}$.

Згідно (8.35)

$$Q = 0,01 \cdot 1,766 \cdot 10^{-2} = 1,766 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Згідно (8.34)

$$\Delta H = 3,0 \text{ м}.$$

Згідно (8.37)-(8.39)

$$\omega_{op} = \frac{1,766 \cdot 10^{-4}}{0,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3,0}} = 3,84 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Приймаємо 4 канавки.

$$a = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,84 \cdot 10^{-5}}{4}} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$b = 4,4 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{2} = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Приймаємо відстань між канавками $l = 3 \text{ мм}$.

8.3. Математичне моделювання перехідних процесів в трубопровідних мережах при використанні способів стабілізації її режимів роботи

8.3.1. Математичне моделювання перехідних процесів в трубопровідних мережах при комбінованому закритті засувки гідранта [116]

Розглянемо комбіноване закриття засувки гідранта, що розташована наприкінці розрахункової траси закритої зрошувальної мережі з наступними параметрами: максимальна кількість дощувальних машин – 7 штук; розрахункова витрата дощувальної машини $Q_{om} = 0,068 \text{ м}^3/\text{з}$; вільний напір на гідранті $H_g = 38 \text{ м}$;

діаметр кінцевої ділянки розрахункової траси, на якому встановлена засувка, $d_{mp} = 0,25$ м. Поздовжній профіль розрахункової траси приведений на рис. 8.13, а.

Прийнято загальний період закриття засувки $T_3 = 40$ с, який є мінімально допустимий для ДМ «Фрегат».

Усього розглянуто сім варіантів закриття засувки: 1 варіант – лінійне закриття від відносного $a/D = 1$ до $a/D = 0$ при відсутності нерозчиненого повітря у воді; 2 варіант – таке ж закриття при наявності у воді нерозчиненого повітря в кількості $\varphi = 0,0001$.

У наступних варіантах кількість нерозчиненого повітря не змінюється, а закриття засувки виконується лінійним з одною переломною точкою, що має такі координати: 3 варіант – $(a/D)_1 = 0,0625$; $t_1 = 30$ с; 4 варіант – $(a/D)_1 = 0,125$; $t_1 = 20$ с; 5 варіант – $(a/D)_1 = 0,1875$; $t_1 = 10$ с; 6 варіант – $(a/D)_1 = 0,0937$; $t_1 = 10$ с; 7 варіант – $(a/D)_1 = 0,0625$; $t_1 = 5$ с.

Результати розрахунків, виконаних з використанням математичної моделі пружного гідравлічного удару [111], приведені на рис. 8.13, б-ж. Аналіз результатів розрахунків показує, що найбільш прийнятним варіантом закриття кінцевої засувки при одиночній роботі дощувальної машини «Фрегат» є, в даних умовах, шостий варіант.

Висновки

Проведене математичне моделювання дозволяє рекомендувати для практичного використання графік комбінованого закриття засувки, який включає: перший період тривалістю $0,25T_3$ – швидке закриття засувки від $(a/D)=1$ до $(a/D)=0,1$; другий період активного дроселювання потоку тривалістю $0,75T_3$ – повільне закриття засувки від $(a/D)=0,1$ до $(a/D)=0$.

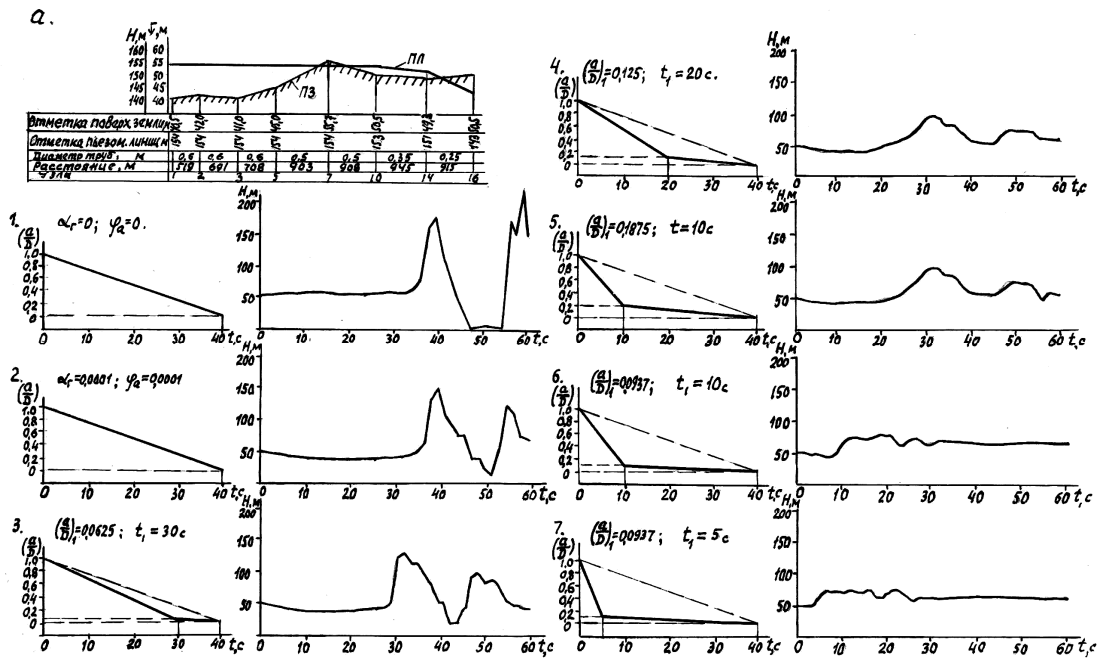


Рис. 8.13. Законы закрытия і графіки зміни тиску при закритті гідрантів дощувальних машин

8.3.2. Математичне моделювання перехідних процесів в трубопровідних мережах при переривчастому закритті засувки гідранта [120]

Проведено математичне моделювання ефективності переривчастого закриття КЗТ. Математичне моделювання виконувалося для закритої зрошувальної мережі, яка обладнана шістьма насосами ЦН 400-105, $n = 1450$ об/хв, $D_{обт} = 434$ мм. Дощування здійснюється 7 дощувальними машинами «Фрегат» – модифікації ДМУ-Б_н434-63 з витратою $Q_{ом} = 0,068$ м³/с і вільним напором $H_в = 38$ м. Труби зрошувальної мережі – азбестоцементні. Кількість позицій дощувальних машин (гідрантів) – 13; кількість вузлів мережі – 16. Розрахункова траса 1-2-3-5-7-10-14-16 має 7 ділянок з параметрами труб, які наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Параметри трубопроводів розрахункової траси

Номера ділянок	2	3	5	7	10	14	16
Діаметр, мм	500	500	500	500	500	350	250
Довжина, м	519	691	708	903	908	945	915

Результати розрахунків представлені на графіках, рис 8.14. Графіки зміни тисків в трубопроводі перед кінцевою засувкою показують, що максимальний тиск при переривчастому закритті засувки при кількості зупинок 1, 2, 3 призводять до збільшення тисків на 13% в порівнянні з лінійним закриттям. Тільки при 10 зупинках спостерігається зменшення тиску на 17% в порівнянні з лінійним закриттям.

Висновки

Таким чином, прийнята математична модель, яка розглядає гідравлічний удар тільки в магістральному трубопроводі, не відображає інтерференція ударних хвиль в усій трубопровідній мережі і тому переривчасте закриття засувки суттєво не впливає на перебіг гідравлічного удару.

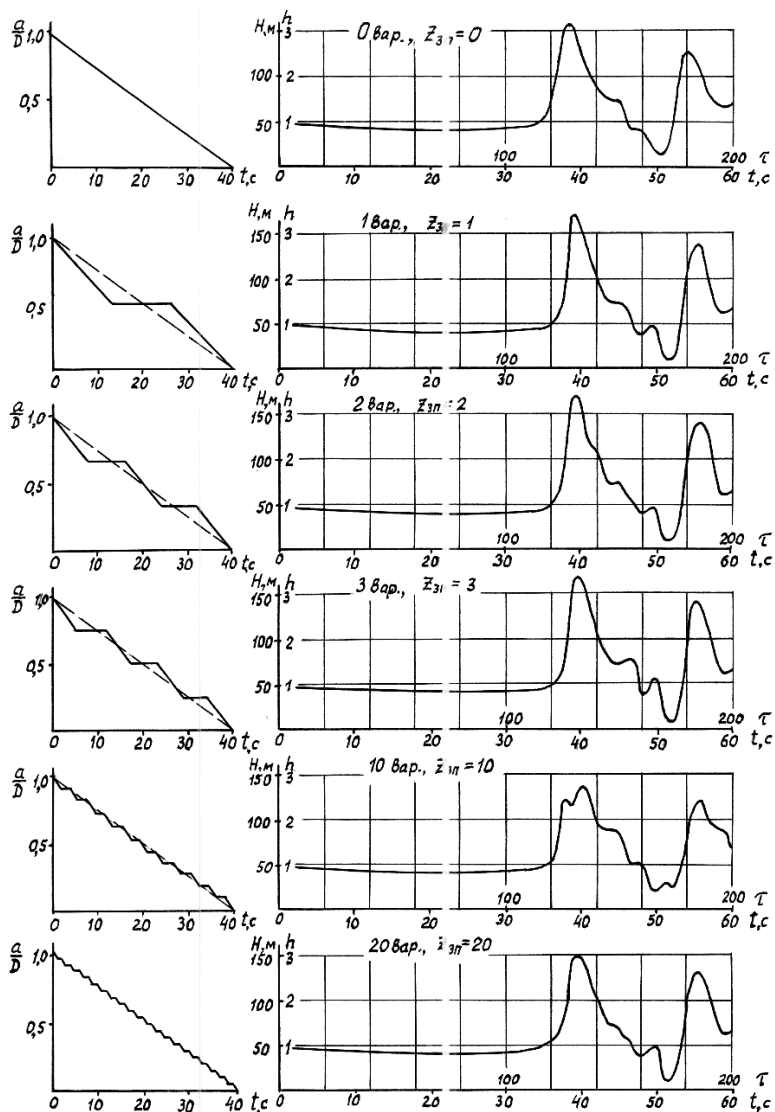


Рис. 8.14. Графіки переривчастого закриття засувки і зміни тисків в трубопроводі

8.3.3. Визначення основних параметрів стабілізаторів тиску [115]

Трубопровідні мережі України є частиною доволі складного інженерного комплексу. Значна частина споруд цього комплексу відпрацювала нормативний термін і потребує оновлення. Тільки за офіційними даними в країні аварійними та застарілими визнано майже 38% водопровідних, 36% каналізаційних, 4% теплових мереж і ця частина мереж потребує невідкладної заміни або ремонту. Загальна протяжність центрального питного водопостачання по Україні становить 179809 км, з них ветхих та аварійних 68818 км; <http://ua-energy.org/>.

Закритих зрошувальних трубопроводів на Україні збудовано понад 31000 км, з них 15000 км із сталевих труб, а решта з азбестоцементних і залізобетонних [92].

В процесі експлуатації трубопровідних систем виникають хвильові явища різної природи - провали тиску, гідравлічні удари, вимушені коливання, автоколивання, резонансні явища і ін., а також пов'язані з ними вібраційні процеси; <http://www.volnotex.ru/>.

Гідравлічні удари, коливання і пульсації тиску, підвищена вібрація трубопроводів багатократно підвищують швидкість внутрішніх корозійних процесів, сприяють накопиченню мікротріщин утомленості в металі, особливо в місцях концентрації напружень (зварні шви, царапини, задири, виробничі дефекти і ін.) і є основним фоном аварійних ситуацій. Значна зношеність трубопровідних мереж сприяє постійному зростанню кількості аварійних ситуацій [182].

Призначення технології хвильової стабілізації тиску:

- забезпечення безаварійної експлуатації трубопровідних мереж шляхом зменшення до допустимого рівня амплітуд гідроударів, коливань тисків, вібрацій і резонансних явищ;
- повне виключення крупних аварійних розривів трубопроводів, виходу з ладу арматури і насосних агрегатів з причин гідроударів, пульсацій тисків і вібрацій;
- підвищення корозійно-стомленісної довговічності труб за рахунок зниження до необхідного рівня амплітудно-частотних характеристик пульсацій тиску при перехідних процесах;

- продовження експлуатаційного ресурсу навіть для сильно зношених трубопроводів за рахунок зниження динамічного циклічного навантаження.

Запропонований нами стабілізатор тиску [511], рис. 8.15 включає наступні елементи: ділянку трубопроводу з приєднувальними фланцями 1 і перфорованою частиною 2, яка охоплена корпусом 3, що утворює предкамеру 4. До предкамери приєднуються демпфуючі камери 5 через середню камеру 6 за допомогою вузла з диференційним опором, який включає дві діафрагми: одну гнучку діафрагму 9 з центральним отвором, другу жорстку 8 з центральними дрібними отворами і периферійними збільшеними отворами, що перекриваються гнучкою діафрагмою. Демпфуючі і середню камери розділяють додаткові перфоровані вставки 9, які забезпечують спірання еластичної роздільної оболонки 10, що наповнюється повітрям з заданим тиском через ніпель 11. Приклад виконання жорсткої діафрагми 8 показано в [112, с. 201].

Пристрій працює наступним чином [511]. При підвищенні тиску в трубопроводі і потраплянні рідини в стабілізатор тиску через отвори перфорації 2 відбувається поступове заповнення предкамери 4, середньої камери 6 і гідравлічних порожнин демпфуючих камер 5. При цьому рідина, проходячи центральними дрібними отворами жорсткої діафрагми 8 і через перфорацію вставки 9, заповнює демпфуючу камеру 5, стискаючи еластичну оболонку 10, яка заповнена повітрям. За рахунок дисипації енергії в перфорації і пружності в елементах демпфуючих камер підвищення тиску при гідроударі не перевищує допустимого, якщо гідравлічний опір перфорацій і об'єм повітря в демпфуючих камерах відповідають розрахунковим значенням.

При зниженні тиску в магістральному трубопроводі рідина з гідравлічних порожнин стабілізатора повертається в трубопровод, проходячи перфорацію вставки 9, всі отвори жорсткої діафрагми 8, тому що гнучка діафрагма під дією зворотного потоку відкриває периферійні отвори, а також рідина проходить перфораційні отвори самого магістрального трубопроводу. Гідравлічний опір зазначених елементів при спорожненні демпфуючих камер значно менший ніж при їх наповненні, тому падіння тиску відбувається уповільнено і розриву суцільності потоку в трубопроводі не відбувається.

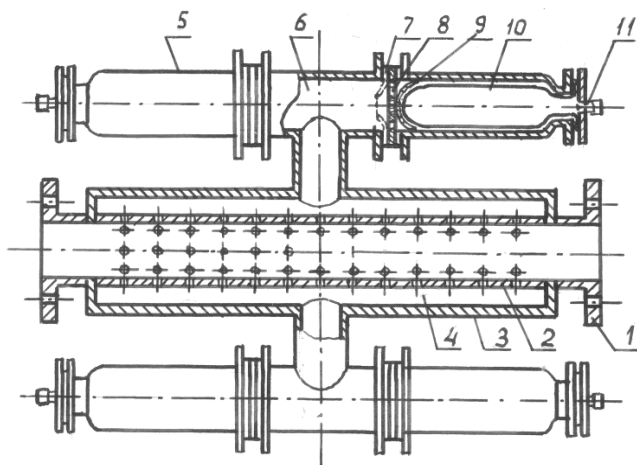


Рис. 8.15. Стабілізатор тиску з демпфуючими камерами:

- 1 – фланець, 2 – перфорована ділянка трубопроводу, 3 – корпус,
4 – предкамера, 5 – демпфуюча камера, 6 – середня камера, 7 – гнучка
діафрагма, 8 – жорстка діафрагма, 9 – перфорована перегородка,
10 – еластичний роздільний елемент, 11 – ніпель

Визначення основних параметрів стабілізатора тиску проводиться згідно методики, яка викладена в [112, с. 37-82]. Розглянемо порядок розрахунку для умов дослідів 1.13, який проводився в експериментальній установці з діаметром напірного трубопроводу $d_{np}=100$ мм і розрахунковою довжиною $L=100$ м. Трубопровід живиться з напірного резервуару, у якого забезпечується постійний рівень води при статичному напорі $H_{cm}=11$ м. В кінці трубопроводу розташований запірний пристрій, що забезпечує закриття за умов прямого гідравлічного удару.

Для дослідів 1.13 [112, рис. 5.12, с. 209] початковий об'єм повітря в резервуарі $W_a=0$, початкова витрата $Q_n=0,0068$ м³/с, початковий напір у запірному пристрої $H_n=9,6$ м. За результатами дослідів максимальний ударний напір $H_{np\ max}=74,6$ м; тоді дійсне прирощення тиску при гідроударі

$$\Delta H_{y\delta.\ \delta} = H_{np\ max} - H_n. \quad (8.57)$$

$$\Delta H_{y\delta.\ \delta} = 74,6 - 9,6 = 65 \text{ м.}$$

Площа поперечного перерізу трубопроводу

$$f_{mp} = \pi d_{mp}^2 / 4 = 0,785 \cdot 0,01^2 = 0,00785 \text{ м}^2.$$

Середня швидкість води в трубопроводі

$$v_n = Q_n / f_{mp}. \quad (8.58)$$

$$v_n = 0,0068 / 0,00785 = 0,866 \text{ м/с}.$$

Якщо прийняти фактичну швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару за дослідними даними $a_\phi = 730 \text{ м/с}$, то для умов прямого гідравлічного удару прирощення напору за формулою М.Є. Жуковського

$$\Delta H_{y0} = a_\phi \cdot v_n / g. \quad (8.59)$$

$\Delta H_{y0} = 730 \cdot 0,866 / 9,81 = 64,4 \text{ м}$, що практично співпадає з дослідними даними $\Delta H_{y0, \text{д}} = 65 \text{ м}$.

Визначаємо необхідні основні параметри стабілізатора тиску без диференційного опору у вузлі приєднання демпфуючої камери до трубопроводу за умови погашення гідравлічного удару, який виникає при закритті засувки в кінці водогону, графоаналітичним методом [112, приклад 2.5, с. 76].

Приймаємо допустимий максимальний напір в кінці трубопроводу при наявності стабілізатора тиску $H_m = 19,5 \text{ м}$, що відповідає досліді 1.7 [112, рис. 5.2, с. 209].

За дослідними даними гідравлічний опір вузла приєднання стабілізатора тиску з діаметром $d_3 = 0,08 \text{ м}$ до трубопроводу при прямій течії, тобто при наповненні демпфуючих камер, становить $\zeta_1 = 2,47$ і при зворотній течії $\zeta_2 = 2,34$; тому коефіцієнти опору, які приведені до швидкості в магістральному трубопроводі, визначаються за формулами [112, ф-ли (5.8), (5.9); с. 200]

$$\zeta_{1y} = \zeta_1 (d_{mp} / d_3)^4, \quad (8.60)$$

$$\zeta_{2y} = \zeta_2 (d_{mp} / d_3)^4. \quad (8.61)$$

$$\zeta_{1y} = 2,47 \cdot (0,1 / 0,08)^4 = 6,03;$$

$$\zeta_{2y} = 2,34 \cdot (0,1 / 0,08)^4 = 5,71.$$

Знаходимо абсолютні напори при атмосферному напорі $H_a = 10 \text{ м}$:

- початковий в напірному резервуарі $H_{oa} = H_{cm} + H_a = 11 + 10 = 21 \text{ м}$;

- початковий в демпфуючій камері $H_{na} = H_n + H_a = 9,6 + 10 = 19,6 \text{ м}$;

- максимальний у трубопроводі $H_{ma} = H_m + H_a = 19,5 + 10 = 29,5 \text{ м}$;

Максимальне відхилення напору від статичного

$$Z_{max} = (H_{ma} - H_{oa}) / H_{oa}. \quad (8.62)$$

$$Z_{max}=(29,5-21)/21=0,405.$$

Приймаємо значення базових величин:

$$\text{- витрати } Q_{\delta} = |Q_n| = 0,0068 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{- напор } H_{\delta} = H_{oa} = 21 \text{ м};$$

$$\text{- швидкості } v_{\delta} = Q_{\delta}/f_{mp} = 0,866 \text{ м/с}$$

Знаходимо критерій втрат напорів в трубопроводі

$$k = H_{wm}/H_a = (H_{oa} - H_{na})/H_{\delta}. \quad (8.63)$$

$$k = (21 - 19,6)/21 = 0,067.$$

Коефіцієнти опору вузла приєднання знаходять за формулами [112, ф-ли (2.17), (2.18), с. 41]:

$$k_{ly} = \zeta_{ly} \cdot v_{\delta}^2 / (2gH_{\delta}), \quad (8.64)$$

$$k_{2y} = \zeta_{2y} \cdot v_{\delta}^2 / (2gH_{\delta}). \quad (8.65)$$

$$k_{ly} = 6,03 \cdot 0,866^2 / (2 \cdot 9,81 \cdot 21) = 0,0109;$$

$$k_{2y} = 5,71 \cdot 0,866^2 / (2 \cdot 9,81 \cdot 21) = 0,0104;$$

У першому наближенні об'єм повітря визначаємо за формулою Главтранспроекту [112, ф-ла (2.147), с. 97]

$$W_0 = \frac{LfC_0}{0,625 \cdot (h - 1)^2}, \quad (8.66)$$

$$\text{де } C_0 = v_{\delta}^2 / (2gH_{\delta}) = 0,866^2 / (2 \cdot 9,81 \cdot 21) = 0,00182 \quad \text{і}$$

$$h_m = H_{na}/H_{\delta} = 29,5/21 = 1,405, \text{ тоді}$$

$$W_0 = \frac{100 \cdot 0,00785 \cdot 0,00182}{0,625 \cdot (1,405 - 1)} = 0,0138 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$W_0^* = W_0 H_{na}/H_{\delta}. \quad (8.67)$$

$$W_0^* = 0,0138 \cdot 19,6/21 = 0,0129.$$

Період коливань рідини

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{LW_0^*}{gfH_{oa}}}. \quad (8.68)$$

$$T = 2 \cdot 3,14 \sqrt{\frac{100 \cdot 0,0129}{9,81 \cdot 0,00785 \cdot 21}} = 5,6 \text{ с}.$$

Критерій гомохронності

$$\delta^* = (L/a_{\Phi}) / (T/4). \quad (8.69)$$

$$\delta^* = (100/730) / (5,6/4) = 0,096 < 0,33,$$

Тому приймаємо математичну модель жорсткого гідравлічного удару з коефіцієнтами $K_{El} = 0$ і $K_E = 0$.

Згідно [112, рис. А2 к), с. 300] при $k=0$; $k_{Iy}=0,0109$; $Z_{max}=0,405$; $K_E=0$

знаходимо критерій подібності $\sigma=0,09$.

Початкова приведена витрата

$$Q_{np}=Q_n \sqrt{\frac{H_{cm} + H_{wn}}{H_{cm}}} \quad (8.70)$$

$Q_{np}=0,0068 \sqrt{\frac{11+1,4}{11}} = 0,0072 \text{ м}^3/\text{с}$ і відповідна середня швидкість води $v_{np} = Q_{np}/f_{mp} = 0,0072/0,00785 = 0,92 \text{ м/с}$.

Об'єм повітря в демпфуючій камері на початку перехідного процесу при напорі $H_{oa}=21 \text{ м}$.

$$W_0 = \frac{L f_{mp} v_{np}^2}{2 g H_o \sigma} \quad (8.71)$$

$$W_0 = \frac{100 \cdot 0,00785 \cdot 0,92^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 21 \cdot 0,09} = 0,0179 \text{ м}^3.$$

Об'єм повітря на початку перехідного процесі при напорі $H_{na}=19,6 \text{ м}$

$$W_a = W_0 (H_{oa}/H_{na})^{1/2} \quad (8.72)$$

$W_a = 0,0179 (24/19,6)^{1/2} = 0,0189 \text{ м}^3$, що наближено до дослідних даних

$$W_{a \text{ доc}} = 0,0187 \text{ м}^3.$$

Для другого варіанту стабілізатора застосовуємо диференційний опір у вузлу приєднання до трубопроводу. Спочатку визначимо коефіцієнт опору перфорації трубопроводу. Якщо прийняти діаметр отвору $d_{om}=0,005 \text{ м}$, то його площа буде $f_{om} = \pi d_{om}^2/4 = 0,785 \cdot 0,005^2 = 0,0000196 \text{ м}^2$. При рівності сумарної площі отворів і площі поперечного перерізу трубопроводу кількість отворів

$$n_{om} = f_{mp}/f_{om} = 0,00785/0,0000196 = 400 \text{ шт.}$$

Якщо виконувати по $z_p=12$ отворів в одному поперечному ряду, то таких рядів буде $n_p = n_{om}/z_p = 400/12 = 33,3 \approx 34$, тоді кількість отворів

$$n_{om1} = z_p \cdot n_p = 12 \cdot 34 = 408 \text{ шт.}$$

Сумарна площа всіх отворів перфорації трубопроводу

$$\Sigma f_{om} = f_{om} \cdot n_{om1} \quad (8.73)$$

$$\Sigma f_{om}=0,0000196 \cdot 408=0,08 \text{ м}^2.$$

Приймаючи крок отворів вздовж трубопроводу $l_{om}=15 \text{ мм}=0,015 \text{ м}$, довжина перфорованої ділянки трубопроводу, що дорівнює довжині предкамери, буде $l_{нк}=0,015 \cdot 34=0,51 \text{ м}$.

Площа перед перфорацією

$$F_I = \pi d_{mp} L_I. \quad (8.74)$$

$$F_I = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,51 = 0,16 \text{ м}^2.$$

Відносна площа отворів

$$f = \Sigma f_{om} / F_I = 0,08 / 0,16 = 0,05.$$

Згідно [228, т. 8-1, с. 331] приймаємо коефіцієнт опору перфорації $\varsigma=1050$. Причому втрати напору в перфорації

$$\Delta H = \Delta p / (\rho g) = \frac{1}{\rho g} \left(\varsigma \frac{\rho w_1^2}{2} \right) = \varsigma \frac{w_1^2}{2g}. \quad (8.75)$$

де w_1 – середня швидкість води перед перфорацією. Тоді коефіцієнт опору перфорації приведений до швидкості води в трубопроводі становить

$$\varsigma_{Iy \text{ перф}} = \varsigma (f_{mp} / F_I)^2. \quad (8.76)$$

$$\varsigma_{Iy \text{ перф}} = 1050 (0,00785 / 0,16)^2 = 2,3.$$

Приймаємо $k_{Iy}=3$. При $k=0,067$; $Z_{max}=0,571$; $K_E=0$ з [112, рис. А2, ф), с. 305] знаходимо критерій подібності $\sigma=1,2$; тоді об'єм повітря при напорі $H_{oa}=21 \text{ м}$ за формулою (15)

$$W_0 = \frac{L f_{mp} v_{np}^2}{2g H_o \sigma} = \frac{100 \cdot 0,00785 \cdot 0,92^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 21 \cdot 1,2} = 0,00134 \text{ м}^3.$$

Об'єм повітря при початковому напорі $H_{na}=19,6 \text{ м}$

$$W_a = W_0 (H_{oa} / H_{na})^{1/\chi} = 0,00134 (21 / 19,6)^{1/1,3} = 0,00141 \text{ м}^3.$$

Приймаємо $k_{2y} = k_{Iy} / 5 = 3 / 5 = 0,6$; тоді з [112, рис. А2. е), с. 298] $Z_{min}=0,69$.

Мінімальний напір в трубопроводі і одночасно в демпфуючій камері

$$H_{ка} = H_{oa} (1 - Z_{min}). \quad (8.77)$$

$$H_{ка} = 21 (1 - 0,69) = 6,51 \text{ м}.$$

В цей момент вакуум в трубопроводі буде найбільший, а саме

$$H_{вак} = H_a - H_{ка}. \quad (8.78)$$

$H_{\text{вак}}=10-6,51=3,49$ м, що допустимо.

Максимальний об'єм повітря в демпфуючій камері

$$W_{\kappa}=W_o(H_{oa}/H_{\kappa a})^{1/\chi}. \quad (8.79)$$

$$W_{\kappa}=0,00134(21/6,51)^{1/1,3}=0,033 \text{ м}^3.$$

Розрахунок конструктивних параметрів вузла приєднання демпфуючих камер до трубопроводу. Приймаємо одну демпфуючу камеру. При $k_{ly}=3$ коефіцієнт опору вузла

$$\zeta_{ly}=\frac{k_{ly}}{v_n^2/(2gH_o)}. \quad (8.80)$$

$$\zeta_{ly}=\frac{3}{0,866^2/(2 \cdot 9,81 \cdot 21)}=1648.$$

Якщо прийняти діаметр приєднувального трубопроводу демпфуючої камери $d_3=50$ мм=0,05 м, то

$$\zeta_l=\zeta_{ly}(d_3/d_{\text{мп}})^4. \quad (8.81)$$

$$\zeta_l=1648(50/100)^4=103.$$

Приймаємо шість отворів в центрі жорсткої діафрагми, тобто $z_{\text{омел}}=6$ шт. В результаті застосуванні методу підбору визначили діаметр отворів $d_{\text{омел}}=6,8$ мм=0,0068 м. Площа одного отвору $f_{\text{омел}}=0,785 \cdot 0,0068^2=0,00004624 \text{ м}^2$. Відносна площа отворів

$$f_l=\frac{f_{\text{омел}} \cdot z_{\text{омел}}}{f_3}=\frac{0,00004624 \cdot 6}{0,00196}=0,141.$$

Користуючись графіком [228, т. 8-3б, с. 334] при товщині діафрагми $l=3$ мм=0,003 м і відношенні $l/d_{\text{омел}}=0,003/0,0068=0,44$ отримаємо $\zeta_l=102,8$; що практично співпадає з раніше прийнятим значенням.

Відповідно $\zeta_2=\zeta_l/5=103/5=20,6$ і тоді

$$\zeta_{2y}=\zeta_2(d_{\text{мп}}/d_3)^4=20,6(100/50)^4=330.$$

Користуючись графіком [228, т. 8-3, б, с. 334] необхідна відносна площа отворів периферійної частини жорсткої діафрагми становить $\bar{f}_2=0,28$. При сумісній роботі отворів в період зворотної течії води їх сумарна площа становить

$$\Sigma f_{\text{омел}}=\bar{f}_2 \cdot f_3=0,28 \cdot 0,00196=0,00055 \text{ м}^2,$$

тоді площа периферійних отворів

$\Sigma f_{ome2} = \Sigma f_{ome} - f_{ome1} \cdot z_{ome1} = 0,00055 - 0,00004624 \cdot 6 = 0,00027 \text{ м}^2$.
 Приймаємо кількість отворів на периферії жорсткої діафрагми $z_{ome2} = 6$ і площа одного отвору

$$f_{ome2} = \Sigma f_{ome2} / z_{ome2} = 0,00027 / 6 = 0,000045 \text{ м}^2.$$

$$\text{Діаметр одного отвору } d_{ome2} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{ome2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000045}{3,14}} = 0,0075 \text{ м}.$$

Таким чином, основні параметри стабілізатора тиску з диференційним вузлом приєднання демпфуючих камер до предкамери можливо визначати за допомогою методики, яка була раніше розроблена для водоповітряних резервуарів [112].

В цілому, необхідно зазначити, що стабілізатор тиску – спеціальна врізка в трубопровід, яка практично не потребує технічного обслуговування і електроживлення. Пристрій дозволяє уникнути небезпечних гідроударів, причому загальна аварійність скорочується на 70-80%; допомагає затримати внутрішню корозію в трубах, скорочує втрати води в мережі [126].

8.3.4. Визначення основних параметрів стабілізаторів тиску аналітичним методом [114]

Більше половини трубопроводів у світі зношено, явище гідравлічного удару скорочує строк їх життя і призводить до аварій. Допомагає вирішити проблему хвильова стабілізація тиску за допомогою спеціальних пристроїв – стабілізаторів тиску [198; 204; 369].

Визначення основних параметрів стабілізатора тиску виконуємо аналітичним методом, який викладено в [112, с. 157-184]. Вихідні дані приймаємо для умов експериментальної установки [112, с. 185-193].

Довжина трубопроводу..... $L=100 \text{ м}$;
 Діаметр трубопроводу..... $d_{mp}=0,1 \text{ м}$;
 Площа поперечного перерізу трубопроводу..... $f=0,00785 \text{ м}^2$;
 Гідростатичний напір..... $H_o=H_{cm}=11 \text{ м}$;
 Гідростатичний напір в точці приєднання стабілізатора тиску до трубопроводу..... $H_n=9,6 \text{ м}$;
 і відповідний тиск $p_n=\rho g H_n$ $p_n=94,18 \text{ кПа}$;
 Максимальний напір..... $H_m=23 \text{ м}$;

і відповідний максимальний тиск..... $p_m=225,6$ кПа;
Напір в кінці коливального процесу..... $H_{ок}=11$ м;
і відповідний тиск..... $p_{ок}=107,9$ кПа;
Абсолютний статичний напір..... $H_{oa}=21$ м;
і відповідний тиск..... $p_{oa}=206$ кПа;
Абсолютний тиск в точці приєднання стабілізатора тиску
до трубопроводу..... $H_{na}=19,6$ м;
і відповідний тиск..... $p_{na}=192,3$ кПа;
Абсолютний максимальний напір..... $H_m=23$ м;
і відповідний тиск..... $p_{m,a}=323,7$ кПа;
Абсолютний напір в кінці коливального процесу $H_{ока}=21$ м;
і відповідний тиск..... $p_{ока}=206$ кПа;
Густина води..... $\rho=1000$ кг/м³;
Показник політропи...../..... $\chi=1,3$;
Фактична швидкість хвилі гідравлічного удару.... $a=730$ м/с;
Початкова витрата води..... $Q_n=0,0068$ м³/с;
Початкова швидкість руху води в трубопроводі $v_o=0,866$ м/с.
Знаходимо початкову швидкість надходження води у стабілі-
затор тиску за формулою [126, ф-ла (4.33), с.163]

$$v_{10} = 0,785 v_{eo} = 0,785[v_o - (p_{m,a} - p_{n,a})/\rho a]. \quad (8.82)$$

$$v_{10} = 0,785[0,866 - (323,7 \cdot 10^3 - 192,3 \cdot 10^3)/(1000 \cdot 730)] = 0,5385 \text{ м/с.}$$

Приймаємо $\zeta_{ly}=1661$, тоді

$$\zeta_l = \zeta_{ly} (d_3/d_{mp})^4 = 1661 \cdot (0,05/0,1)^4 = 103,8.$$

Знаходимо відносне підвищення тиску

$$N = p_{m,a}/p_{n,a} = 323,7/192,3 = 1,68.$$

Об'єм повітря в демпферних камерах стабілізатора тиску ви-
значаємо за формулою [112, ф-ла (4.25), с. 161].

$$W_n = \frac{1}{2p_{n,a}} \rho L f v_o^2 \left[\left(\frac{1}{\chi - 1} \right) \left(N^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) + \left(1 - N^{\frac{1}{\chi}} \right) \left[\frac{1,1}{3p_{n,a}} \rho \zeta_{ly} v_{10}^2 + \frac{2}{3} \left(\frac{v_{10}}{v_o} \right)^2 \left(\frac{p_{o,a}}{p_{n,a}} - 1 \right) - \frac{p_{o,a}}{p_{n,a}} \right] \right]. \quad (8.83)$$

$$W_n = \frac{1000 \cdot 100 \cdot 0,00785 \cdot 0,866^2 / (2 \cdot 192,3 \cdot 10^3)}{\left(\frac{1}{1,3-1} \right) \left(1,68^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right) + \left(1 - 1,68^{\frac{1}{1,3}} \right) \left[\frac{1,1 \cdot 10^3 \cdot 1661 \cdot 0,5385^2}{3 \cdot 192,3 \cdot 10^3} + \frac{2}{3} \left(\frac{0,5385}{0,866} \right)^2 \left(\frac{206}{192,3} - 1 \right) - \frac{206}{192,3} \right]} =$$

$$= 0,004 \text{ м}^3$$

Перевіряємо значення об'єму повітря за номограмою [112, рис. 4.3, с.166], рис. 8.16. При $(v_{10}/v_o)^2=(0,5385/0,866)^2=0,387$; $p_{o,a}/p_{n,a}=206/192,3=1,071$; $N=1,68$ знаходимо $\sigma=0,25$; тоді з формули [112, ф-ла (4.46), с. 165]

$$\sigma = \frac{Lf \rho v_o^2}{2 p_{n,a} W_n}. \quad (8.84)$$

Знаходимо

$$W_n = \frac{Lf \rho v_o^2}{2 p_{n,a} W_n} \quad (8.85)$$

$$W_n = \frac{100 \cdot 0,00785 \cdot 1000 \cdot 0,866^2}{2 \cdot 206 \cdot 10^3 \cdot 0,25} = 0,0057 \text{ м}^3.$$

Приймаємо з деяким запасом останнє значення об'єму повітря

$$W_n = 0,0057 \text{ м}^3.$$

Об'єм повітря в демпферних камерах стабілізатора тиску в кінці перехідного процесу при тиску $p_{o,k,a}=206 \text{ кПа}$

$$W_{o,k} = W_n \left(\frac{p_{n,a}}{p_{o,k,a}} \right)^{1/\chi}. \quad (8.86)$$

$$W_{o,k} = 0,0057 (192,3/323,7)^{1/1,3} = 0,0054 \text{ м}^3.$$

Об'єм повітря при максимальному тиску

$$W_M = W_n \left(\frac{p_{n,a}}{p_{M,a}} \right)^{1/\chi}. \quad (8.87)$$

$$W_M = 0,0057 (192,3/323,7)^{1/1,3} = 0,0038 \text{ м}^3.$$

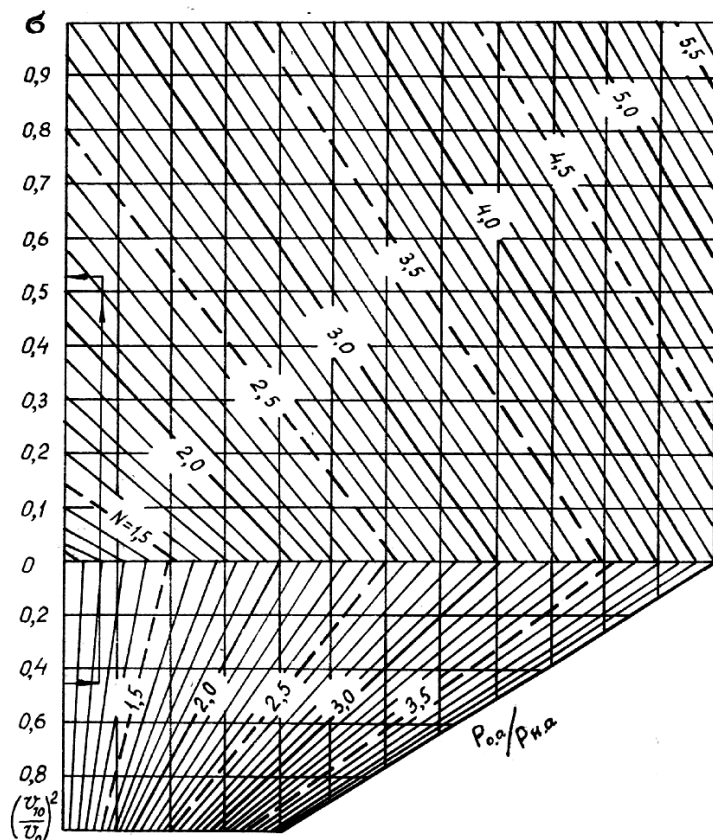


Рис. 8.16. Номограма для визначення об'єму повітря у демпферних камерах стабілізатора тиску при $\chi = 1,3$

Період коливань за формулою [112, ф-ла (4.15), с.160]

$$T = \frac{2\pi(W_n - W_m)}{f v_{10}} \quad (8.88)$$

$$T = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot (0,0057 - 0,0038)}{0,00785 \cdot 0,5385} = 2,82 \text{ с.}$$

Частота коливань тиску за формулою [126, ф-ла (4.16), с.160]

$$\omega = 2\pi/T = 2 \cdot 3,14 / 2,82 = 2,22 \text{ 1/с.}$$

Поточна швидкість втікання води в стабілізатор тиску за формулою [112, ф-ла (4.11), с.160]

$$v = v_{10} \cdot e^{-\xi \cdot t} \cos \omega t, \quad (8.89)$$

де коефіцієнт згасання коливань тиску за формулою [126, ф-ла (4.41) с. 164]

$$\xi = \frac{v_{10}(p_o - p_H + 0,5\rho\zeta_y v_o^2)}{2\rho L v_o^2}. \quad (8.90)$$

$$\xi = \frac{0,5385(107,9 \cdot 10^3 - 94,18 \cdot 10^3 + 0,5 \cdot 1000 \cdot 1661 \cdot 0,866^2)}{2 \cdot 1000 \cdot 100 \cdot 0,866^2} = 2,28.$$

Приймаємо кількість періодів, на протязі яких втрати напору по довжині трубопроводу відновлюються $K=10$.

Зміна абсолютного тиску повітря в демпферних камерах стабілізатора тиску згідно [112, ф-ла (4.42), с. 164]

$$p_{в.а} = p_{ок.а} \left[\frac{\omega_{ок}}{\omega_H - (\omega_H - \omega_M)e^{-\xi t} \sin \omega t - (\omega_H - \omega_{ок})(1 - e^{-\frac{4t}{KT}})} \right]^{\chi}. \quad (8.91)$$

Зміна тиску перед стабілізатором за залежністю [112, ф-ла (4.43), с.164]

$$p_{тр.а} = p_{в.а} + 0,55\rho\zeta_y v|v|. \quad (8.92)$$

Розрахунки перехідного процесу за формулами (3.83-3.92) виконані на комп'ютері в середовищі «Ехел» з кроком за часом

$$\Delta t = 0,1 \text{ Т} = 0,1 \cdot 2,82 \approx 0,25 \text{ с.}$$

Результати розрахунків представлені на рис. 8.17.

Як показують графіки перехідного процесу, максимальний тиск в демпферних камерах стабілізатора тиску майже в два рази менше максимального тиску в трубопроводі перед стабілізатором; фронт хвилі гідравлічного удару стає пласким; амплітуда гідравлічного удару помітно згасає.

Таким чином, аналітичний метод розрахунку дозволяє не тільки визначити основні параметри стабілізатору тиску, але й побудувати графіки перехідного процесу в установці для проведення їх детального аналізу.

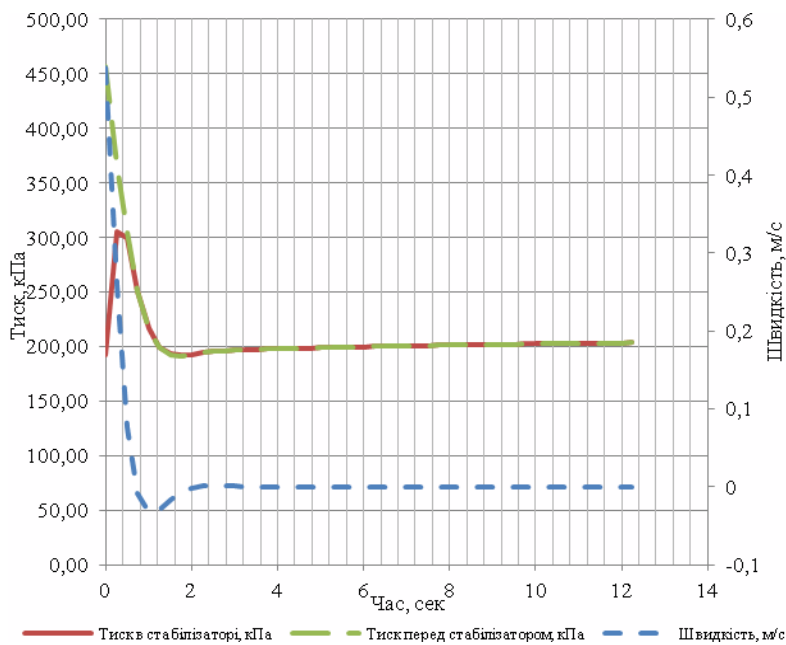


Рис. 8.17. Графіки перехідного процесу в трубопроводі із стабілізатором тиску

В цілому наявність стабілізатора тиску зменшує динамічні навантаження на трубопровідну систему і підвищує надійність її роботи [126].

8.3.5. Математичне моделювання перехідного процесу в напірному трубопроводі при наявності стабілізатора тиску

Для стабілізатора тиску, за патентом № 92422, виконуємо математичне моделювання перехідного процесу чисельним методом, користуючись залежностями [112, с. 37–42].

Як приклад та з метою визначення ефективності нової конструкції СТ виконано розрахунки гідравлічного удару за методикою, яка наведена в [112], та визначено параметри СТ для таких вихідних даних: діаметр трубопроводу 100 мм; довжина трубоп-

роводу 100 м; статичний напір 11 м; початковий напір на кінцевій засувці 9,6 м при витраті 0,0068 м³/с;

Приймаємо коефіцієнт гідравлічного опору перфорації при втіканні рідини в камери-демпфери 104 і у зворотному напрямі 21. За результатами розрахунку об'єм повітря в камерах демпферах при статичному напорі становить 0,00268 м³.

Період коливань тиску за формулою

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{LW_0}{gH_{0a}}} = 2 \cdot 3,14 \sqrt{\frac{100 \cdot 0,00134}{9,81 \cdot 0,00785 \cdot 21}} = 1,8 \text{ с.}$$

Критерій гомохронності за формулою

$$\delta^* = (L/a_\phi)/(T/4) = (100/730)/(1,8/4) = 0,304 < 0,33, \text{ тому } K_E = 0.$$

Постійна трубопроводу за залежністю [112, ф-ла (2.5), с. 39]

$$T_r = \frac{Q_0 L}{gH_0 f_{mp}}. \quad (8.93)$$

$$T_r = \frac{0,0068 \cdot 100}{9,81 \cdot 21 \cdot 0,00785} = 0,42 \text{ с.}$$

Базові величини:

Час.....0,42 с;

Витрата води.....0,0068 м³/с;

Напір.....21 м;

Об'єм повітря.....0,00268 м³;

Вихідні дані для розрахунку:

Критерій подібності об'ємів повітря $\sigma=1,2$;

Критерій втрат напору в трубопроводі..... $k=0,067$;

Критерій втрат напору у вузлі приєднання

- при прямій течії води..... $k_{ly}=3$;

- при зворотній течії води..... $k_{2y}=0,6$;

- критерій пружності..... $K_E=0$;

- прив'язка стабілізатора тиску..... $y=0$;

- крок розрахунку за часом..... $\Delta t=0,01 T_r$;

- крок розрахунку за відносним часом $\Delta \tau = \Delta t / T_r = 0,01$;

При математичному моделюванні використовувалися такі рекурентні співвідношення [112]:

$$\tau_i = \tau_{i-1} + \Delta \tau, \quad (8.94)$$

$$\Delta q_i = \frac{|h_{i-1} + 0,5 \Delta h_{i-1} - 1 - (k + k_y) q_{i-1}| \Delta \tau}{1 + (k + k_y) q_{i-1} \Delta \tau}, \quad (8.95)$$

$$q_i = q_{i-1} + \Delta q_i, \quad (8.96)$$

$$V_i = V_{i-1} + \sigma(q_i + q_{i-1})\Delta\tau, \quad (8.97)$$

$$h_i = \frac{1-y}{V_i\chi} + y, \quad (8.98)$$

$$\Delta h_i = h_i - h_{i-1}, \quad (8.99)$$

$$h_{mp,i} = h_i - k_y|q_i|q_i, \quad (8.100)$$

де $k_y = k_{2y}$ при $q > 0$ і $k_y = k_{1y}$ при $q < 0$; h_{mp} – відносний напір у трубопроводі у точці приєднання ВПР до трубопроводу.

Зміна тиску в трубопроводі при наявності СТ за результатами чисельного моделювання перехідного процесу показана на рис. 8,18 пунктирною лінією.

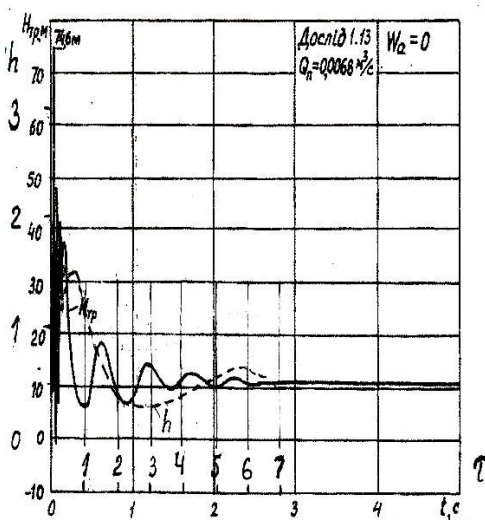


Рис. 8.18. Графіки перехідного процесу в напірному трубопроводі при закритті кінцевої засувки

Висновки

Проведені розрахунки і математичне моделювання роботи пристроїв стабілізації тиску в трубопровідних системах показують достатньо високу ефективність прийнятих конструктивних рішень. Впровадження зазначених пристроїв в трубопровідних системах значно покращує умови їх експлуатації забезпечить відповідний економічний ефект.

9. РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯ ПРИСТРОЇВ ЗАХИСТУ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ ВІД ГІДРАВЛІЧНИХ УДАРІВ

9.1. Загальні положення

Гідравлічний удар виникає при порівняльно швидкій зміні режиму руху води – зміні подачі чи відбору води з трубопроводу. Причини появи гідравлічного удару: пуск і зупинка насосів, пуск і зупинка дощувальних машин, заповнення спорожненого трубопроводу, при закінченні якого витікання повітря змінюється витіканням води, що призводить до різкої зміни швидкості течії води і наступного підвищення тиску, тобто виникнення гідравлічного удару. Аварійні наслідки в водоводах спостерігаються в основному в результаті раптового припинення електроживлення насосних агрегатів.

При виборі засобів боротьби з гідравлічними ударами необхідно враховувати їх простоту, надійність і вартість. Засоби боротьби з гідравлічними ударами умовно поділяються на дві групи: до *першої групи* відносяться пристрої, які попереджують різкі зміни швидкості води в трубопроводі і тим самим попереджують появу різких гідравлічних ударів; до *другої групи* відносяться пристрої, які борються з наслідками гідравлічного удару, спрацьовують з запізненням обумовленим їх інерційністю і потребують для свого спрацювання підвищення тиску не менше як на (0,05-0,1) МПа [63, с. 32; 464], тому при доборі труб в розрахунковий тиск повинна входити і ця величина.

Вибір засобів боротьби з гідравлічними ударами залежить також від призначення водоводів: магістральні водоводи насосних станцій водопостачання і зрошення, господарчі, розподільні і польові водоводи. Кожен тип водоводів має свої особливості в застосуванні протиударних пристроїв.

До першої групи відносяться такі засоби боротьби з гідравлічним ударом: пропуск води в зворотному напрямі через насос або обвідні лінії; впуск і заземлення повітря в трубопроводі при розривах суцільності потоку; впуск води в тих же умовах; розді-

лення зворотного потоку води на частини зворотними клапанами в сукупності з впуском повітря; встановлення водоповітряних резервуарів або переливних водонапірних колон; застосування комбінованого, переривчастого, або регульованого закриття запірною пристроєм або зворотного клапана; застосування стабілізаторів тиску з демпферними і дисипативними елементами [11].

До другої групи відносяться такі засоби боротьби з гідравлічним ударом: скидання води через гасники гідравлічних ударів і протиударні пристрої різних конструкцій, в тому числі і пристрої діафрагмового типу; застосування розривних мембран.

Обирати той чи інший засіб боротьби з гідравлічним ударом необхідно після проведення відповідних розрахунків перехідних процесів в водоводах з урахуванням впливу прийнятих засобів і після проведення техніко-економічного порівняння різних варіантів [11].

9.2. Засоби боротьби з гідравлічним ударом в магістральних трубопроводах насосних станцій і трубопроводній мережі (протиударні пристрої першої групи)

Скидання води через насос

В магістральних водоводах насосних станцій, які обладнані осьовими або відцентровими вертикальними насосами, боротьба з гідравлічними ударами здійснюється скиданням води через насос. В цьому випадку, використовуючи повні чотириквADRантні характеристики насоса (додаток 1), необхідно виконати розрахунки перехідних гідромеханічних процесів і переконатися в тому, що максимальні зворотні швидкості обертання ротора насоса не перевищують допустимих для електродвигуна, тобто перевірити виконання умови $v_{зв\ max} < v_{доп}$. Якщо ця умова не виконується, то необхідно застосовувати додаткові заходи, наприклад, електричне гальмування електродвигуна, використання додаткового диференційного опору в напірному трубопроводі за допомогою спеціальних пристроїв [100; 101] і ін. Проте скидання води через насос не завжди забезпечує необхідне зниження тиску, тому його поєднують з іншими засобами захисту: впус-

ком повітря в місця можливих розривів суцільності потоку або впуском води, які усувають ці розриви [26].

Для насосних станцій, обладнаних відцентровими насосами зі зворотними клапанами, скидання води через насос має рід переваг, тому що не потребує додаткових скидних ліній і відповідає вимогам санітарних норм. Для здійснення цього засобу необхідно зворотні клапани обладнати обвідними лініями (байпасами) з діаметром не менше третини діаметру напірного трубопроводу. При цьому необхідно перевіряти байпасну лінію на можливість появи кавітації, що значно збільшує опір байпаса. Крім того для здійснення скидання води через насоси необхідно закріплення робочих коліс насосів на валу, яке дає можливість їх зворотного обертання. Для багатьох відцентрових насосів зворотне обертання вала не передбачено, тому заводи закріплення робочих коліс насосів на валах не виконують [11].

Обмежене скидання води через обвідні лінії зворотних клапанів при вільному обертанні насосів необхідно застосовувати в тих випадках, якщо необмежене скидання води через насос призводить до недопустимого реверсу, а встановлення зворотного клапана без обвідної лінії – до недопустимого підвищення тиску [182].

Застосовується також пропуск води по обвідній лінії поза насосом і зворотним клапаном [182]. Варіант автоматизації скидання води обвідною лінією за допомогою спеціального зворотного клапана подвійної дії запропоновано Л. І. Махарадзе [182; 462] або за допомогою автоматичного гасника гідравлічного удару В. М. Папіна [386-388].

Після проходження перехідного процесу бажане автоматичне перекриття обвідної лінії, щоб не було скидання води через насос при вимкненому двигуні насоса. Для цього можливо використати запропоновані пристрої на обводі зворотного клапана, авторські свідоцтва СРСР № 1124151 і № 1086288 [79; 80; 89; 110; 551].

Обмежене скидання води через насос зручно використовувати за допомогою зворотних клапанів з регульованим закриттям [188, с. 199-203], або кільцевої засувки з регульованим закриттям [98, с. 489-490; 182, с. 48-50; 188, с. 197-199].

Експериментально було встановлено [395], що при використанні гальм, які виключають обертання робочого колеса в зворотному напрямі, гасіння гідравлічного удару при раптовій зупинці насоса проходить більш ефективно. Це пояснюється тим, що пропускна здатність насоса зменшується при зростанні швидкості обертання насоса в зворотному напрямі [182]. Попередити зворотне обертання робочого колеса насоса при скиданні води через насос можливо за допомогою спеціальних гальм, наприклад, за авторським свідоцтвом СРСР № 1476200 [109].

Впуск і заземлення повітря

Впуск і заземлення повітря для зменшення гідравлічного удару застосовувати особливо ефективно в місцях можливого розриву суцільності потоку. В звичайних умовах після заповнення каверн (розривів) в результаті удару колон води, що розійшлися, виникає значне різке підвищення тиску. Повітря, що впущене в місця розриву суцільності потоку, грає роль амортизатора, пом'якшує гідравлічний удар, тому значного підвищення тиску в трубах не виникає [182].

Для впуску у водовод повітря і його наступного заземлення доцільно застосовувати пристрої зі зворотними клапанами, що діють автоматично [11, с. 42; 182, с. 55; 188, с. 219; 63, с. 34-37; 98, с. 498].

Проектне рішення з використання впуску і заземлення повітря вибирають після проведення розрахунків з різними варіантами розміщення аераційних пристроїв. Протиударні аераційні пристрої, як правило, розташовують на підвищених місцях профілю трубопроводу, при цьому забезпечується і впуск повітря цими пристроями у разі спорожнення трубопроводу [11].

При розташуванні протиударного пристрою в точці, яка розташована вище кінцевої точки трубопроводу, після впуску повітря його заземлення не відбувається, тому що після точки впуску повітря вода витікає трубопроводом через кінцевий отвір, а пружні хвилі гідравлічного удару розповсюджуються тільки до точки впуску повітря [11].

Впуск води

Для попередження утворення розривів суцільності потоку в трубопроводах використовують спеціальні резервуари для впус-

ку води [63].

Впуск води з спеціального резервуару у питний водовід не застосовується за санітарними умовами, які вимагають змінності води в резервуарі і обмеження доступу до нього. Резервуар – відкрита ємність, мінімальний рівень води в якому знаходиться вище верху трубопроводу. Живлення такого резервуара з водоводу відбувається трубопроводом, який закінчується в резервуарі поплавковим клапаном, а трубопровід, який живить водовід з резервуару, оснащується зворотним клапаном. Такі пристрої належить розміщувати на початку ділянки трубопроводу, в якій при гідравлічному ударі утворюється вакуум [11].

Розділення потоку в трубопроводі зворотними клапанами на окремі частини сумісно з впуском повітря

Швидкість води у зворотному напрямі після зупинки насосів залежить від геодезичного напору. Тому, якщо зменшити геометричні напори, під якими вода рухається в зворотному напрямі, то і швидкість цього зворотного руху зменшиться [82].

Встановлення на трубопроводі зворотних клапанів для розділення потоку на ряд колон доцільна при великій висоті нагнітання. Кількість і місця розташування зворотних клапанів визначаються за результатами варіантного проектування. В межах кожної ділянки статичні напори повинні бути невеликими. Посадка тарелі зворотного клапана на сідло потребує деякого часу і відбувається при обтіканні його зворотним потоком води.

Бажано передбачати таку конструкцію зворотного клапана, яка забезпечує його повне відкриття і попереджує коливання тарелі клапана. Якщо розрахунок перехідних процесів покаже, що при гідравлічному ударі перед клапаном утворюється вакуум, то доцільно перед клапаном встановити пристрій для впуску і защемлення повітря [11]. Відстань між цими пристроями можна приймати на 10-15 м більшою ніж відстань між колонами води, що розійшлися при утворенні вакууму [465].

Спосіб цей простий, але його недолік – додаткові втрати напору в зворотних клапанах [63].

Застосування відсічних зворотних клапанів є надійним захистом від недопустимого підвищення тиску, дає можливість зменшити скидання води при пошкодженнях трубопроводу. При наявності відсічних клапанів полегшується пуск насосів на відк-

риті засувки. Тому при діаметрах труб до 1000-1200 мм застосування зворотних клапанів вважається доцільним [465].

Встановлення водоповітряних резервуарів

Водоповітряні резервуари – це сталеві ємності, які встановлюються вертикально або горизонтально і приєднуються до напірних трубопроводів. При робочому тиску ці резервуари повинні бути заповнені на третину стиснутим повітрям, а на дві третини водою [63; 182, с.10-16].

З точки зору санітарії використання водоповітряного резервуара не викликає заперечень внаслідок відсутності взаємодії води з зовнішнім повітрям [11].

В меліоративному будівництві водоповітряні резервуари застосовують для насосних станцій закритих зрошувальних систем (ЗЗС) з метою забезпечення автоматизації роботи насосів [98].

Водоповітряний резервуар (ВПр) оказує пом'якшувальний вплив на зміну тиску при перехідних процесах. При правильно обраному об'ємі резервуара і діаметрі з'єднувальної лінії, він може знизити як підвищення так і пониження тиску, і тим самим попередити утворення розривів суцільності потоку у трубопроводах мережі. Проте на перехідні процеси в комунікаціях насосної станції (до ВПр) він може вплинути негативно, прискорюючи зміну зворотної швидкості і силу гідравлічного удару при закритті звичайних зворотних клапанів. Застосування зворотних клапанів з регульованим закриттям забезпечує прийнятний характер перехідних процесів при зупинках насосів [63; 188, с. 199-204; 98, с. 488-490].

Водоповітряні резервуари у всіх випадках позитивно впливають на перехідні процеси при пусках насосних агрегатів [63].

При розташуванні водоповітряних резервуарів біля насосної станції внаслідок підвищення тиску розчинність повітря у воді підвищується в порівнянні з тою, що була до насосів при атмосферному тиску. Це призводить до швидкого зменшення кількості повітря в ВПр. Для забезпечення наявності в ВПр постійної масової кількості повітря може бути застосовано автоматичне поповнення резервуара повітрям [182, с. 56-57; 188, с. 221-222; 198, с. 94-97; 342; 343; 415; 420], що ускладнює його експлуатацію; або герметизація повітря в резервуарі за допомогою гумо-

вих балонів, що мають форму кульок, торів або шлангів [289, с. 122-126; 462].

Для боротьби з гідравлічним ударом в закритих зрошувальних мережах використовують стояки-гідранти [112; 515].

Визначення параметрів водоповітряних резервуарів детально розглянуто в монографії авторів [112].

Переливні водонапірні колони

Якщо на профілі трубопроводу є точка, яка наближується до п'єзометричної лінії, то можливе спорудження аераційного відгалуження (водонапірної колони), висота якого доводиться до найвищого положення робочої п'єзометричної відмітки. Таке відгалуження, що будується без зворотного клапана, називається розвантажувальним. Воно обмежує найбільший ударний напір рівнем кінця відгалуження (верхом водонапірної колони), по якому здійснюється вільне скидання води (переливання) [11; 182; с. 218].

З цієї ж метою використовують подвійні водонапірні колони у вигляді сифону з клапаном зливу вакууму [400]. Такі колони є регуляторами подачі насосу і допомагають покращити перехідні процеси при пуску насоса на спорожнений трубопровід, не дозволяючи насосу працювати з малими геодезичними напорами і великою подачею за межами рекомендованої зони роботи насоса.

Водонапірна колона автоматично підтримує роботу одного насоса в робочій зоні за рахунок того, що при малих подачах вода піднімається в лівій частині колони і потім переливається через її гребінь. Тобто при малих подачах водонапірна колона працює як водоскид. При великих подачах водонапірна колона повністю заповнюється водою і працює в режимі сифона – споруди з малим гідравлічним опором [106; 203, с. 39-45].

При проектуванні водонапірних колон необхідно враховувати можливість замерзання води в відгалуженні [11].

Застосування комбінованого, переривчастого, або регульованого закриття запірною пристроєм або зворотного клапана

Для насосних станцій з відцентровими насосами рекомендуються до застосування зворотні клапани з регульованим закриттям [98, с. 489-490; 188, с. 199-203]. Графік закриття зворотних клапанів комбінований. Наприклад, для клапанів діаметрами

300, 400, 500, 600, 800, 1000 мм час закриття: прискорене (від повного відкриття до 20-30°) становить 0,5-1 с; а далі – сповільнене (від 20-30° до повного закриття) становить 10-60 с [188, с. 199-202].

За аналогією зі зворотними клапанами застосовується комбіноване закриття трубопровідних засувок. З цією метою Кошкіним М.М. розроблений комплекс технічних заходів, який підвищує ефективність роботи закритих зрошувальних мереж і дощувальних машин. Комплекс вміщує багаточисельну кількість пристроїв з різними конструктивними особливостями, які реалізують комбіноване закриття трубопровідних засувок з гідравлічними приводами [279].

Для існуючих закритих трубопровідних мереж, в яких гідранти дощувальних машин обладнані тільки засувками з гідроприводом, рекомендуються найпростіші і найдешевші протиударні пристрої:

- пристрій для безударного (слідкуючого) закриття засувки: (Патент № 28098) [413], який не потребує будь якої переробки обладнання; (Деклараційний патент № 17130) [169] і гідропривід засувки [139];

- для комбінованого закриття засувки – запірний пристрій (Патент № 28094) [193], який потребує незначного переобладнання циліндра гідроприводу.

Інші протиударні пристрої застосовують при належному техніко-економічному обґрунтуванні.

Застосування стабілізаторів тиску з демпферними і дисипативними елементами

Для проектуємих закритих зрошувальних мереж і реконструкціях існуючих доцільно використовувати запропоновані стабілізатори тисків, патенти № 92422, № 100773, № 101407 [509; 510; 511] і стабілізатори тисків інших конструкцій [82; 149; 231]. Стабілізатори тиску призначені для використання в трубопровідних системах діаметром від 10 до 1500 мм і робочим тиском від 0,01 до 250 бар.

Застосування стабілізаторів тиску забезпечує:

- фазовий зсув и погашення хвильових і вібраційних процесів до допустимого рівня, як в аварійному, так і в штатному режимах роботи;
- збільшення корозійно-стомленісної довговічності труб, що продовжує строк служби навіть зношених трубопроводів в 1,5-2 рази;
- зниження загальної аварійності трубопроводів на 70-80%;
- виключення фінансових витрат, які пов'язані з ліквідацією наслідків аварій, що обумовлені гідроударами, вібраціями і пульсаціями тиску;
- зниження експлуатаційних затрат при здійсненні заміни зношених трубопроводів і обладнання в гідросистемах в планово-попереджувальному режимі, що значно дешевше екстреної заміни аварійних ділянок труб.

В порівнянні з технічними засобами подібного призначення стабілізатори тиску (СД) мають такі переваги:

- миттєва швидкодія (0,005 с);
- енергонезалежність;
- легкість монтажу і спрощена експлуатація (СД монтується шляхом врізання в трубопровід і не потребують обслуговування в процесі експлуатації);
- відсутність регулюючих механізмів, відсутність втрат робочого середовища [508].

Протиударні пристрої розташовують на початку розподільчих трубопроводів, в понижених точках мережі і в кінці тупикових трубопроводів, перед гідрантами дощувальних машин із розрахунку один гасник на 1000 м трубопроводу, що захищається [27; 411].

9.3. Засоби боротьби з гідравлічним ударом в магістральних трубопроводах насосних станцій і трубопровідній мережі (протиударні пристрої другої групи)

Скидання води через гасники гідравлічних ударів і протиударні пристрої різних конструкцій

Скидання води через протиударні пристрої, які відкриваються при підвищенні тиску, застосовуються з давніх часів. Спочатку для цього використовували важільні і пружинні клапани. Перші не підходять через те, що відкриваються з великим запізненням, у других запізнення значно менше, але недостатнє для своєчасного відкриття, тому останні використовують при повільному підвищенні тиску [63, с. 30].

Тому були створені захисні пристрої різних конструкцій, які часто називають гасниками гідравлічних ударів [63, с. 30-33; 98, с. 493-495; 182, с. 22-42; 188, с. 207-218; 463, с. 149-169; 411; 431], в тому числі і запропоновані конструкції [88; 89; 418; 419; 551].

Принципово відрізняється від усіх пристроїв гасник гідравлічного удару УкрВОДГЕО, який призначений для скидання води з напірних ліній насосів або з початкових ділянок трубопроводів при гідравлічних ударах, які виникають при зупинках насосів. Особливістю його є те, що він відкривається ще до появи підвищеного тиску, тому його можливо віднести до першої групи протиударних пристроїв. Гасник приєднують до вертикального патрубку, який приварений після зворотного клапана (за напрямом нормального руху води). Гасники УкрВОДГЕО серійно випускають діаметром 200 і 350 мм [63; 188, с. 215].

Маса гасника ГУ-200 становить 516 кг; ГУ-350 – 850 кг.

Таблиця 9.1

Показники	Діаметр водовода, мм		
	300...700	800...900	1000...1200
Діаметр гасника, мм	200	200	350
Кількість гасників	1	2	1 або 2

Недоліками цього гасника є його значна маса, необхідність

проведення систематичної (раз у 2-3 місяці) перевірки і налагодження і необхідність побудови спеціального колодязя для його розміщення [188, с. 215].

Трубопровідна арматура мембранного типу, яка розроблена інститутами УкрНІІГІМ, Укрводстрой, Укрдіпроводгосп, призначена для застосування на внутрішньогосподарських закритих зрошувальних системах, виконаних в основному з азбестоцементних, залізобетонних і тонкостінних сталевих з захисним покриттям труб, які більш економічні ніж сталеві, але поступаються ним за міцністю в умовах підвищеного тиску, що періодично змінюється [98, с. 491-498; 411; 431].

Регулятори тиску

Серійно випускають регулятори тиску таких типів РДУ-100, РДУ-150, РДУ-200 відповідно на умовні діаметри 100, 150, 200 мм; з мембранним приводом і гідропідсилювачем «до себе» або «після себе». Регулятори призначені для зниження і стабілізації тиску в живильних трубопроводах внутрішньогосподарської зрошувальної мережі, дощувальних машин позиційної і неперервної дії; обмеження тиску у трубопровідній мережі при плавному зростанні тиску; ділення статичного напору в трубопроводах, які укладені на місцевості з великими геодезичними ухилами; можуть слугувати запірною арматурою з ручним, дистанційним управлінням і використовуватися в системі аварійного захисту дощувальної машини «Фрегат» в режимі безударного закриття при вимиканні останньої [98; 411; 431].

Гасники гідравлічних ударів

Гасники гідравлічних ударів призначені для захисту трубопроводів зрошувальних мереж від ударного і підвищеного тисків. Гасники випускають прохідними і з елементами розсіювання скидного струменя. Останні застосовуються для внутрішньогосподарської зрошувальної мережі, а прохідні – для захисту насосних станцій і магістральних трубопроводів. Гасники мембранного типу виготовляють на діаметри умовного проходу 100 і 200 мм [411; 431].

Орієнтовно необхідна кількість гасників гідравлічних ударів в залежності від діаметра трубопроводу, що захищається, приведені в табл. 9.2.

Таблиця 9.2

Кількість гасників гідравлічного удару, які необхідні для захисту трубопроводу [431]

№ з/п	Діаметр трубопроводу, мм	Гасники гідравлічного удару, кількість	
		ГУМ-200 Ду-200 мм	ГУМ-100 Ду-100 мм
1.	100-300	-	1..(2)*
2.	300-700	1..(2)*	-
3.	800-1200	2..(3)*	-

*В дужках вказана кількість гасників гідравлічного удару з урахуванням резервування.

Вантузи і клапани для впуску та заземлення повітря

Вантузи призначені для автоматичного видалення повітря з трубопроводної мережі зрошувальних систем в період її заповнення, в період експлуатації, а також впуску повітря в трубопроводну мережу при утворенні в останній вакууму. Вантузи мембранні ВМ 50ЛЩ і ВМ 100Л з діаметрами патрубків відповідно Ду-50 і Ду-100 являють собою пристрої непрямої дії, які складається з мембранного виконавчого механізму і поплавкового датчика. Крім того випускають клапан впуску і заземлення повітря КГ-100 і запобіжні клапани-вантузи типу КВ-50 і КВ-100.

Протиударні пристрої

Вантузи встановлюють на трубопроводах закритої зрошувальної мережі, яка відрізняється періодичним характером роботи, розташуванням на місцевості зі складним рельєфом, виготовленням з труб з великою кількістю стикових з'єднань.

Клапани для впуску і заземлення повітря КВЗП призначені для автоматичного впуску і заземлення повітря в місцях розриву суцільності потоку з метою пом'якшення гідравлічних ударів [98, с. 498].

З інших протиударних пристроїв в першу чергу необхідно відзначити клапан захисний гідравлічний КЗГ-120 і запобіжний

скидний пристрій ПСУ-100, які розроблені ВНПО «Радуга» і випускаються серійно. Вони мають розприскуючі відбивачі. Клапан КЗГ 120 спрацьовує тільки при різкому підвищенні тиску в трубопроводі і має найменшу інерційність спрацювання, тому що в ньому сідло перекривається тільки гумовою армованою мембраною [63, с. 12; 182, с. 30].

Для зрошувальних трубопровідних мереж можна використувати скидні пристрої, які розроблені в ЛПЖТі і Донецькому політехнічному інституті [182, с. 25-26, с. 37-39].

Також представляє інтерес використання запропонованих пристроїв після зворотних клапанів насосних станцій [89; 551] і протиударних пристроїв на зрошувальній трубопровідній мережі [88; 418; 419].

Запобіжні розривні мембрани

Запобіжні розривні мембрани – це диски, які виготовлені зі сталі, чавуну, титану, нікелю, алюмінію, міді, бронзи, текстоліту і інших матеріалів. Вони руйнуються при тиску води, який перевищує розрахунковий, при цьому частина рідини скидається і тиск в трубопроводі зменшується. На автоматизованих системах розривні мембрани необхідно встановлювати на пристроях, які самі закриваються після руйнування мембрани. Для подальшого захисту розірвані мембрани необхідно замінити [182, с. 63-69].

ВИСНОВКИ

Основні положення і заключення містяться в наступному:

1. Розроблена математична модель перехідних гідромеханічних процесів на основі рівнянь жорсткого гідравлічного удару дозволяє визначати основні розрахункові параметри і вдосконалювати конструкції систем машинної водоподачі для таких розглянутих випадків:
 - а) в насосних установках у випадку зупинки насосів визначати максимальні значення подачі і зворотної частоти обертання ротора насоса з урахуванням спорожнення трубопроводу, впливу запізнення зриву вакууму в сифонному водовипуску, при наявності гальмівних пристроїв насосного агрегату; знаходити максимальну зворотну витрату при вимиканні одного з паралельно працюючих насосів і наявності водоповітряного резервуара, уточнювати розміри електромеханічного клапана зриву вакууму в сифонному водовипуску.
 - б) в насосних установках при пусках насосів на спорожнений трубопровід враховувати зниження напруження електричного струму в живильній електромережі і перевіряти можливість входження електродвигунів в синхронізм при їх прямому асинхронному пуску.
 - в) знаходити граничні значення вакууму в насосних установках з протяжними всмоктувальними трубопроводами.
 - г) перевіряти принципи автоматизації і стійкості систем регулювання роботи насосних агрегатів, які подають воду в закриті зрошувальні системи з водонапірними колонами; запропонований принцип автоматичного регулювання частоти обертання насосного агрегату за допомогою індукторної муфти ковзання або тиристорного перетворювача в залежності від зміни положення рівня води в водонапірній колоні. Ця схема регулювання забезпечує стійкий характер роботи системи.
 - д) в автоматизованій каскадній водоподачі уточнювати розміри окремих елементів і споруд, перевіряти кількість циклів пусків-зупинок насосів, об'єми води, що переливається і скидається. Враховуючи, що існуючі конструкції

ції каскадних водоподач з водяними роздільними колонами мають ряд недоліків – наперед відому нестійку роботу насосів з кількістю циклів пуск-зупинка, яка перевищує допустиме значення, а також складність забезпечення умов стійкої паралельної роботи насосних агрегатів / пропонується нова конструкція каскадної водоподачі з роздільними водонапірними колонами і насосними установками, які мають сифонні водовипуски з клапанами зриву вакууму. Така конструкція створює в каскадній водоподачі стабілізуючі ланки і робота системи стає більш економічною і стійкою.

е) Розглянуто особливості роботи гідравлічного клапану зриву вакууму сифонного водовипуску. Експериментами було доведено, що для традиційного гідравлічного клапана зриву вакууму з розташуванням стакана на низхідній гілці сифона, зниження пропускної здатності повітряної трубки обумовлено виникненням всередині трубки барбатажного режиму проходження підсмоктувального повітря, який не вдається ліквідувати будь-якими конструктивними виконаннями повітряної трубки. Запропонований гідравлічний клапан зриву вакууму з розташуванням стакана на висхідній гілці сифона, який позбавлений зазначеного явища. Конструкція цього клапана захищена патентом на корисну модель.

ж) Складена математична модель і виконані розрахунки імпульсної промивки самопливних трубопроводів руслового водозабору, що дозволяє обґрунтовувати основні параметри цієї споруди.

2. Розроблено чотири різних конструкцій водовипусків насосних станцій: поплавкового типу, діафрагмного типу, водовипуск-стабілізатор рівня води, прямотечієвий водовипуск. Новизна прийнятих рішень підтверджена авторськими свідоцтвами та патентами на корисні моделі. Для наведених водовипусків шляхом проведення лабораторних і натурних досліджень отримані гідравлічні та гідромеханічні характеристики, що дозволило розробити методику розрахунку перехідних процесів в водовипусках при пусках і зупинках насосів.

3. В одонитковому водоводі з водоповітряним резервуаром (ВПР) шляхом проведення експериментальних досліджень з'ясовано вплив параметрів ВПР на перехідні гідромеханічні процеси. Для зменшення об'єму ВПР необхідно застосовувати диференційний гідравлічний опір з'єднувального трубопроводу, причому гідравлічний опір при втіканні води в ВПР повинно бути суттєво більшим опору при витіканні води з ВПР. Чисельне значення цих опорів і об'єми ВПР можна визначити за формулами, які отримані на основі рівняння балансу енергій і врахування пружної ємності напірного трубопроводу. Характер перехідного процесу при цьому описується аналітичними залежностями.
4. Експериментальним шляхом отримані гідравлічні і гідромеханічні характеристики зворотного клапана діаметром 150 мм при різних кутах його відкриття як для прямої, так і для зворотної течії рідини. Зазначені характеристики дозволяють виконувати розрахунки перехідних процесів в насосних установках з урахуванням процесу закриття зворотного клапана. Проведені гідравлічні та гідродинамічні дослідження зворотних клапанів з ексцентричною віссю обертання. Отримані гідравлічні та гідромеханічні характеристики зворотних клапанів чотирьох типорозмірів: $d_y=150$ мм (марка КА 44075); $d_y=200$ мм (марка Л 44075); $d_y=250$ мм (марка Л 44075) і $d_y=300$ мм (марка ИА 44078) при прямому і зворотному русі води. Експериментально отримані характеристики пропускної здатності дроселя і силові характеристики для дводіафрагмового гасника гідравлічних ударів ГВД-80.
5. Розроблені наступні протиударні пристрої для трубопроводних систем, новизна конструкцій яких підтверджена авторськими свідоцтвами і патентами на корисні моделі:
 - а) п'ять гасників гідравлічного удару діафрагмового типу. Експериментально визначені коефіцієнт пропускної здатності гасника $\mu = 0,3$ і силова характеристика гумовотканинної діафрагми. Розроблені методики розрахунку основних параметрів гасників.
 - б) конструкції гідроприводу засувки з переривчастим комбінованим і слідкуючим законами закриття може бути

- використана при управлінні дощувальними машинами (ДМ) «Фрегат», «Дніпро» і ін., суттєво зменшуючи підвищення тисків при гідравлічних ударах.
- в) дві конструкції для живлення повітрям ВІР можна використовувати на автоматизованих насосних станціях для заміни роботи компресорних установок, чим значно спрощується схема автоматизації.
- г) стояк-гідрант з водоповітряним резервуаром можна використовувати як гідрант, наприклад, для ДМ «Дніпро» або «Фрегат» і виконувати функції погашення гідравлічного удару і клапана впуску-випуску повітря, що стабілізує гідродинамічний тиск в зрошувальній системі і підвищує її надійність.
- е) Приведені описи конструкцій і принципів роботи пристроїв стабілізації динамічних процесів в трубопроводах: запірний пристрій [210], пристрій для безударного закриття засувки [169; 413], стабілізатори тиску [509; 510; 511], односторонні дроселі – патенти на корисні моделі України: № 102559, № 125618, № 126868, № 126869, № 126867.
6. Проведені тензометричні вимірювання параметрів гідравлічного удару в односторонньому трубопроводі діаметром 45 мм і довжиною 201 м показали достатньо високу ефективність моделі гасника гідравлічного удару, а максимальний напір при прямому гідравлічному ударі відповідає формулі М.Е.Жуковського з урахуванням відновлення напору, який витрачений на подолання гідравлічного тертя в трубопроводі.
- В натурних тензометричних дослідженнях гідравлічного удару на чотирьох різних насосних станціях отримані експериментальні дані, які показують зміни напору в трубопроводі, вакууму у всмоктувальній лінії, зміни частоти обертання ротора насосного агрегату і поворот тарелі зворотного клапана при пусках і зупинках насосних агрегатів. Результати досліджень підтвердили можливість автоматизації роботи насосної станції з використанням пуску і зупинки насосів при відкритті засувки на напірній лінії.
7. Розроблена математична модель перехідних гідромеханічних процесів в системах машинної водо подачі на базі

моделі пружного гідравлічного удару, яка відрізняється від існуючих використанням відносних величин, що спрощує алгоритм розрахунку, можливістю врахування затухання гідравлічного удару і наявності газовмісту у воді, розривів суцільності потоку, переломів профілю водоводу і ін. Більш повними представлені вузли розривностей: водоповітряний резервуар, клапан впуску-випуску повітря, впуску-випуску води, зворотний клапан, гасник гідравлічного удару.

Розглянуті основи математичного моделювання гідравлічних ударів в закритих зрошувальних мережах.

Перевірка адекватності розробленої математичної моделі шляхом порівняння результатів розрахунку перехідних процесів з власними лабораторними і натурними дослідженнями і дослідженнями інших авторів.

8. Виконано математичне моделювання динамічних процесів в високонапірній насосній станції. Отримані графіки зміни тисків у п'яти перерізах (вузлах) напірного трубопроводу.

Проведено математичне моделювання перехідних процесів при комбінованому і переривчастому закритті кінцевої засувки трубопроводу з гідроприводом.

Приведена методика визначення основних розмірів стабілізаторів тиску числовим і аналітичним методом.

Виконано математичне моделювання перехідного процесу в напірному трубопроводі при наявності стабілізатора тиску.

9. Сформульовані рекомендації з використання пристроїв захисту трубопроводів від гідравлічного удару для протиударних пристроїв першої і другої групи.

В цілому використання наведених в монографії математичних моделей і програм розрахунків на ЕОМ, дозволяє обґрунтовувати прийняті схеми протиударних заходів, покращувати конструкції пристроїв і споруд на системах машинної водоподачі, підвищувати надійність експлуатації об'єктів зрошувальних систем, отримуючи при цьому певний економічний ефект.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Абрамов Н. Н. Надежность систем водоснабжения. М. : Стройиздат, 1984. 216 с.
2. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. Изд. 4-е, перераб. М.-Л. : Энергия, 1964. 352 с.
3. Альштуль А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика (основы механики жидкости) : учеб. пос. для вузов. Изд. 2-е, перер. и доп. Энергия, 1972. 312 с.
4. Алышев В. М. Неустановившееся напорное движение реальной жидкости в трубопроводных системах : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.09. М., 1987. 43 с.
5. Алышев В. М. Расчеты воздушных колпаков-гасителей гидравлического удара по допустимой скорости понижения давления. *Труды МГМИ*. Т. 61, 1979. С. 64–72.
6. Алышев В. М. Расчеты воздушных колпаков-гасителей гидравлического удара. *Труды МГМИ*. М., 1981. № 68. С. 20–30.
7. Алышев В. М. Теория и расчет упругого демпфера-гасителя гидравлического удара. Гидравлика безнапорных и напорных потоков. *Труды МГМИ*, 1983. С. 35–62.
8. Алышев В. М., Зубкова Н. Г. Анализ формул для определения скорости распространения волны гидравлического удара в двухфазном газожидкостном потоке. *Вопросы гидравлики* : сб. научных трудов. МГМИ, 1969. С. 245–268.
9. Алышев В. М., Севастьянов А. Ф. О скорости распространения волны гидравлического удара в водо-воздушной смеси. *Труды МГМИ*. 1975. Т. 42. С. 23–29.
10. Алышев В. М., Чимидов П. П. Графики, уравнения и формулы для расчета воздушно-гидравлических колпаков «направленного действия». МГМИ. М., 1984. 15 с. Деп. в ВИНТИ 18 июля, № 5190-84.
11. Андрияшев М. М. Гидравлические расчеты оборудования водоводов. М. : Стройиздат, 1979. 105 с.
12. Андрияшев М. М. Графические расчеты гидравлического удара в водоводах. М. : Изд-во лит. по строительству, 1969. 65 с.
13. Арзумов Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. М. : Энергия, 1978. 304 с.

14. Аронович Г. В., Картвелишвили Н. А., Любимцев Я. К. Гидравлический удар и уравнильные резервуары. М. : Наука, 1968. 247 с.

15. Арсеньев Ю. Д. Инженерно-экономические расчеты в обобщенных переменных. М. : Высшая школа, 1979. 215 с.

16. Арсенюк В. М., Герасимов Г. Г. Частотный пуск крупных оросительных насосных агрегатов. *Совершенствование с/х водоснабжения, гидросооружений и гидравлических расчетов мелиоративных систем* : межвузовский сборник. Кишинёв, 1978. С. 13–20.

17. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашины гидроакмулирующих электростанций. М. : Энергия, 1977. 239 с.

18. Аршеневский Н. Н., Натариус Е. М. К вопросу об устойчивой работе установок с осевыми насосами. *Гидротехническое строительство*. 1981. № 11. С. 25–27.

19. Аршеневский Н. Н., Пospelов Б. Б. Исследование пуска насоса на опорожнённый трубопровод. *Гидротехническое строительство*. 1979. № 3. С. 25–28.

20. Аршеневский Н. Н., Пospelов Б. Б. Переходные процессы крупных насосных станций. *Библиотека гидротехника и гидроэнергетика*. М. : Энергия, 1990. Вып. 66. 112 с.

21. Аршеневский Н. Н., Пospelов Б. Б. Расчеты процесса пуска гидроагрегатов в насосный режим работы. *Гидротехническое строительство*. 1979. № 2. С. 38–42.

22. Аршеневский Н. Н., Середа И. Численные методы расчетов динамических процессов в напорных системах. *Сб. трудов МИСИ*, 1933. № 189. С. 126–134.

23. Ашиянц Э. П. К вопросу об отрицательном гидравлическом ударе в нагнетательном трубопроводе насосной станции. *Изв. АН Арм. ССР. Сер. Техн. наук*. 1974. 27, № 1. С. 48–54.

24. Ашиянц Э. П., Рафаэлян Р. М. Гашение гидравлического удара с помощью обратного клапана. *Гидротехника и мелиорация*, 1982. № 1. С. 45–46.

25. Базилевич А. И., Копистянский О. С., Подласов А. В., Ве-рбицкий О.Я. Сифонные водовыпуски с гидравлическими клапанами для срыва вакуума на трубопроводах мелиоративных систем. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техніка, 1967. № 5. С. 107–118.

26. Базилевич А. И., Подласов А. В. Защита от гидравлического удара водоводов мелиоративных насосных станций. Львов : Изд-во Львовского ун-та, 1956. 36 с.

27. Байбаков О. В., Бутаев Д. А., Калмыкова З. А. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. М. : Машиностроение, 1974. 416 с.

28. Баранов В. А. Выравнивание давлений в напорных трубопроводах ирригационных систем с помощью воздушных колпаков. *Вопросы гидротехники*. Из-во АН Узб. ССР, 1962. Вып. 5. С. 60–79.

29. Бегляров Д. С. Защита напорных коммуникаций насосных станций от гидравлического удара. *Гидротехника и мелиорация*. 1981. № 10. С. 55–57.

30. Бегляров Д. С. Исследования работы обратных клапанов коммуникаций насосных станций закрытых оросительных систем. *Труды МГМИ*. 1981. № 68. С. 108–110.

31. Бегляров Д. С. Научное обоснование методов расчетов переходных процессов в напорных системах водоподачи с насосными станциями : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.23.16. М., 2007. 50 с.

32. Белявский М. М., Дикаревский В. С. Исследование работы противоударного поршневого клапана. *Сб. трудов ЛИИЖТа*. Л. : ЛИИЖТ, 1971. Вып. 321. С. 62–73.

33. Бережной В. Н. К расчету переходных процессов в напорных трубопроводах. *Вопросы водного хозяйства*. 1976. № 2. С. 58–63.

34. Бережной В. Н. Численный метод решения переходных процессов в водоводах последовательно работающих насосных станций. *Сб. научн. Трудов ВНИИГиМ*. 1975. Вып. 3. С. 170–174.

35. Бержерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети. Общий графический метод исследования. М. : Машгиз, 1962. 348 с.

36. Блохин В. И. Гидравлический удар в напорных оросительных системах : курс лекций. Новочеркасск, 1975. 128 с.

37. Блохин В. И. К вопросу о расчете гидравлического удара, сопровождающегося разрывом сплошности потока. *Труды НИИИ*. Новочеркасск, 1975. 16. № 5. С. 181–207.

38. Блохин В. И. Опыт проведения натурных исследований гидравлического удара в закрытой кольцевой оросительной сети. *Сб. науч. трудов Новочерк. инж.-мелиор. ин-та*. Новочеркасск, 1973. Вып. 5. С. 92–115.

39. Блохин В. И. Практические расчеты гидравлического удара в напорных системах : учебное пособие для ФПК. Новочеркасск, 1976. 98 с.

40. Блохин В. И. Расчеты гидравлического удара в напорных оросительных системах и системах водохозяйственного водоснабжения : курс лекций. Новочеркасск : НИМИ, 1973. 93 с.

41. Блохин В. И., Богомолов Н. Е. Защита закрытых оросительных систем от опасных давлений при гидравлических ударах. *Теоретические и экспериментальные исследования*. НИМИ. Новочеркасск, 1978. 90 с. Деп. в ВИНТИ 15 сент. 1979 г. № 3037-78.

42. Богдановский В. И. Расчет пускового момента лопастного насоса. *Бюл. научно-техн. информ. по гидромашиностроению*. 1958. № 3. С. 3–11.

43. Богомолов А. И. Гидравлика : учебник для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М. : Стройиздат, 1972. 648 с.

44. Браун Ф. Т. Квазиметод характеристик и его применение к расчету течения жидкости в трубопроводах с зависимым от частоты касательным напряжением на стенке и теплопередачей. *ТОИР*, 1969. № 2. С. 90–91.

45. Браун Ф. Т., Марголис Д. Л., Шах Р. П. Поведение возмущенной малой амплитуды наложенных на турбулентное течение в гидравлических трубопроводах. *ТОИР*. 1969. № 4. С. 119–136.

46. Бредихин Н. П. Опыт эксплуатации закрытых оросительных систем в условиях Ростовской области при работе дождевальных машин «Фрегат» и «Волжанка». *Экспресс-информация*. М. : 1976. Сер. 1. Вып. 9. ЦБНТИ Минводхоза СССР.

47. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВУЗов. М. : Физматгиз, 1962. 608 с.

48. Бутусов Ю. М. и др. Метод расчета кавитационного разрыва жидкости при переходных процессах в гидравлической

системе. *Гидродинамика лопаточных машин и общая механика*. Воронеж, 1971 (1972). Вып. 1. С. 49–60.

49. Бухиник В. И. О расчете течения жидкости в гидроклапане. *Научные труды Всесоюзного заочного машиностроительного института*. 1973. Том 8. С. 118–129.

50. Вакиев Ф. Н. Гидравлические характеристики переходных процессов в напорных трубопроводах с воздушно-гидравлическими колпаками и уравнительными резервуарами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.16. М., 1993. 20 с.

51. Вальвис П. Определение избыточного давления в нагнетательных трубопроводах с воздушным ресивером. *Эпистомоники екдосис технику епимилитру Элладос* : журнал. 1966. № 4. С. 1057–1075 / пер. с греч. М. : БП ВИНТИ. Перевод № 89030/0. 1971.

52. Ван-Вейнгарден Л. Одномерные течения жидкости с пузырьками газа. *Реология суспензий*. М., 1976. С. 68–103.

53. Васильев Ю. С. и др. Математическое моделирование гидравлического удара в закрытых оросительных сетях Приволжской оросительной системы. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 112–117.

54. Ватанабе С. Гидравлический удар и способы его предупреждения. ВИНТИ Пер. № 84722. Пуранто Котаку. 1989. Т. 11. № 6. С. 49–61.

55. Вильнер Я. М., Ковалев Я. Т., Некрасов Б. Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под ред. Б. Б. Некрасова. Минск : Вишэйшая школа, 1976. 419 с.

56. Виссарионов В. В. Кукушкин В. А. Исследование на ЦВМ переходных процессов в водопроводном тракте насосных станций. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 142–148.

57. Виссарионов В. И., Беляев С. Г., Уришев Б. У. Снижение гидродинамических нагрузок в насосных станциях методом впуска воздуха. *Мелиорация и водное хозяйство*. 1988. № 2. С. 22–27.

58. Виссарионов В. И., Елистратов В. В., Мухомадиев М. М. Энергетические гидродинамические исследования турбинных режимов крупных насосных станций. *Гидротехническое строительство*. 1989. № 2. С. 24–27.

59. Вишневский К. П. Использование ЭВМ для расчета переходных процессов. *Гидротехника и мелиорация*. 1978. № 9. С. 69–70.

60. Вишневский К. П. Исследования гидравлического удара в водоводах с применением электронных цифровых вычислительных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. : ВОДГЕО, 1965. 17 с.

61. Вишневский К. П. Математическое регулирование процессов в напорных системах при автоматическом регулировании работы насосных станций. *Мелиорация и водное хозяйство*. 1992. № 2. С. 12–15.

62. Вишневский К. П. Особенности расчета переходных процессов в насосных станциях закрытых оросительных систем. *Труды МГМИ, Гидравлика*. 1980. № 68. С. 36–42.

63. Вишневский К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. М.: Агропромиздат, 1986. 135 с.

64. Вишневский К. П. Применение ЭВМ для расчета нестационарных процессов движения воды в напорных трубопроводах. *Математика и ЭВМ в мелиорации*. Ч. 2. М., 1971. С. 100–110.

65. Вишневский К. П. Расчет гидравлического удара в закрытых оросительных сетях. *Труды МГМИ*, 1979. 88. С. 185–142.

66. Вишневский К. П. Расчет режима пуска насосов с применением ЭВМ. *Водоснабжение и сантехника*. 1968. № 2. С. 16–20.

67. Вишневский К. П. Расчеты нестационарных процессов движения воды в напорных трубопроводах с учетом нерастворенного в воде воздуха. *Исследования гидротехнических сооружений*. М., 1982. С. 52–57.

68. Вишневский К. П., Бегляров Д. С. Переходные процессы в насосных станциях закрытых оросительных систем. Союзводпроект. 1979. № 50. С. 145–152.

69. Вишневский К. П., Подласов А. В. Проектирование насосных станций закрытых оросительных систем. М. : Агропромиздат, 1990. 93 с.

70. Водовыпуск насосной станции : а. с. 1013562 СССР: МПК E02B13/02. № 3314834; заявл. 07.07.81; опубл. 23.04.83.

Бюл. № 15. 3 с.

71. А. с. 1086061 СССР, МПК E02B9/06. Водовыпуск. № 3296804; заявл. 22.05.81; опубл. 15.04.84. Бюл. № 14. 3 с.

72. Водолазский В. И. О влиянии воздуха на работу системы центробежный насос-трубопровод. Экспериментальное исследование. *Научные труды Харьковского института инж. ж. д. трансп.* 1962. Вып. 60. С. 41–58.

73. Вопросы предохранения насосных установок от гидравлического удара : отчет института водного хозяйства. Берлин : 1966. № 25. 83 с. / перевод с нем. М. : ВЦП. Перевод Ц-14331. 1973. 217 с.

74. Вуд Д. Ж., Фанк Ж. Е. Использование теории пограничного слоя для анализа потерь на трение в случае неустановившегося турбулентного движения. *ТОИР*. 1970. № 4. С. 170–179.

75. Гавазюк Д. В. Гидромеханические характеристики обратных клапанов с эксцентричной подвеской твели. *Совершенствование технологических процессов на гидромелиоративных системах Молдавии и Юга Украины* : межвуз. сб. научн. статей. Кишенеу : КСХИ, 1984. С. 93–86.

76. Гавазюк Д. В. Диафрагменный односторонний дроссель для противоударных устройств гидромелиоративных систем. *Совершенствование проектирования, строительства и эксплуатации оросительных систем в условиях Молдавии и юга Украины* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1986. С. 24–29.

77. Гавазюк Д. В. Сопоставление результатов численного расчета гидравлического удара в напорном трубопроводе с данными натурных исследований в совхозе-заводе «Нистру». *Прочность конструктивных элементов сельскохозяйственных мелиоративных систем* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1980. С. 52–57.

78. Гавазюк Д. В., Герасимов Г. Г. Экспериментальные исследования гидромеханических характеристик обратных клапанов. *Совершенствование сельскохозяйственного водоснабжения, гидротехнических сооружений и гидравлических расчетов мелиоративных систем* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1978. С. 32–36.

79. Гавазюк Д. В., Герасимов Г. Г., Данич В. А., Уткина Р. С. Гаситель гидравлических ударов ГГУ-200 для насосных агрега-

тов и напорных водоводов. *Информационный листок МолдНИИ-ИНТИ*, 1988. № 221. 3 с.

80. Гавазюк Д. В., Герасимов Г. Г., Данич В. А., Уткина Р. С. Устройство для гашения гидравлических ударов УОЛ-200 в насосных агрегатах. *Информационный листок МолдНИИИНТИ*, 1988. № 228. 3 с.

81. Гавриленко Б. А. Гидравлический привод. М. : Машиностроение, 1968. 502 с.

82. Ганиев Р. Ф., Украинский Л. Е. Нелинейная волновая механика и технологии. Волновые и колебательные явления в основе высоких технологий. Изд. 2-е, доп. М. : Институт компьютерных исследований; Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2011. 780 с.

83. Гарник В. К. Разработка и исследование автоматических средств стабилизации давления в трубопроводах закрытых оросительных систем : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев : УкрНИИГиМ, 1978. 24 с.

84. Гарник В. К. Регулятор давления воды в трубопроводе дождевальной машины. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1974. Вып. 29. С. 116–122.

85. Гарник В. К. Система аварийной защиты дождевальной машины «Фрегат». *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1973. Вып. 25. С. 61–67.

86. Гарник В. К., Гринь Ю. И. Влияние переходных процессов на герметичность стыковых соединений асбестоцементных трубопроводов. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1982. Вып. 56. С. 50–53.

87. Гарник В. К., Костомаров А. Е., Куделя Н. А. Повышение надежности оросительных систем с чугунными и асбестоцементными трубопроводами. *Гидротехника и мелиорация*. 1977. № 3. С. 55–61.

88. А. с. 723267 СССР, МПК F16K55/04. Гаситель гидравлических ударов. № 2552270/25-08; заявл. 09.12.77; опубл. 25.09.80. Бюл. № 11. 2 с.

89. А. с. 1086288 СССР, МПК F16L55/02. Гаситель гидравлического удара. № 3481640; заявл. 17.08.82; опубл. 15.04.84. Бюл. № 14. 3 с.

90. Герасимов Г. Г. Вплив випорожнення трубопроводу на перехідний процес насосних агрегатів. *Перша зональна конференція молодих вчених західних областей України* : тези доповідей. Львів, 1972.

91. Герасимов Г. Г. Гидравлический удар в газожидкостных потоках. *Пути дальнейшей интенсификации сельского хозяйства Молдавской ССР* : тезисы докл. респ. н.-пр. конференции. (март 1981 г.), ч. II. Кишинев : КСХИ, 1981. С. 122–123.

92. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини : підручник. Рівне : НУВГП, 2008. 241 с.

93. Герасимов Г. Г. Идентификация математической модели неустановившегося движения жидкости в напорном водоводе при наличии водовоздушного резервуара. *Совершенствование проектирования, строительства и эксплуатации оросительных систем в условиях Молдавии и юга Украины* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1986. С. 12–18.

94. Герасимов Г. Г. Математичне моделювання роботи пристроїв захисту водогонів від гідравлічних ударів. *Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво* : зб. наук. праць. Рівне: РДТУ, 2001. № 26. С. 138–146.

95. Герасимов Г. Г. Основы математического моделирования гидравлических ударов в закрытых оросительных системах. *Гидравлика и гидротехника* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1977. С. 7–11.

96. Герасимов Г. Г. Перехідні процеси в насосних установках з поплавковими водовипусками. *Гідромеліорація та водне господарство* : респ. межвід. н.-т. збірник. Львів, 1993. № 20. С. 57–63.

97. Герасимов Г. Г. Переходные гидромеханические процессы в сифонном водовыпуске с электромагнитным клапаном срыва вакуума. *Совершенствование технологических процессов на гидромелиоративных системах Молдавии и юга Украины* : межвузовский сб. науч. статей. Кишинев : КСХИ, 1984. С. 52–59.

98. Герасимов Г. Г. Проектування автоматизованих насосних станцій підкачки : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2007. 552 с.

99. Герасимов Г. Г. Расчет гидравлического удара с разрывом сплошности потока в наклонном трубопроводе. *Достижения*

ГТП – в мелиорацию и водное хозяйство : тезисы докладов н.-т. конф. Ровно, 1987. Ч. 1. С. 91–92.

100. Герасимов Г. Г. Расчет и исследование переходных процессов в насосных установках с короткими водоводами : дис. ... канд. техн. Наук : 05.14.10 / УИИВХ. Ровно, 1973. 248 с.

101. Герасимов Г. Г. Расчет и исследования переходных процессов в насосных установках с короткими водоводами : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ровно, 1973. 37 с.

102. Герасимов Г. Г. Расчет колебательных процессов в водопроводящих трактах закрытых оросительных систем. *Прочность конструктивных элементов с/х мелиоративных систем* : межвуз. сб. научно-техн. работ. Кишинев : КСХИ, 1979. С. 45–53.

103. Герасимов Г. Г. Расчет переходных процессов в системе центробежный насос – напорный трубопровод – сифонный водовыпуск с учетом опорожнения трубопровода. *Математическое обеспечение электронной цифровой вычислительной машины «Проминь»*. Киев : РФАП, 1970. Вып. III. С. 164–210.

104. Герасимов Г. Г. Расчет пуска крупных оросительных насосных агрегатов. *Совершенствование мелиоративных сельскохозяйственных систем* : межвуз. сб. науч. статей. Кишинев : КСХИ, 1983. С. 26–35.

105. Герасимов Г. Г. Результаты математического моделирования переходных процессов насосных агрегатов. *Материалы республиканской н.-т. конф.* 1-2 ноября 1971. Деп. ЦИНИС Госстроя СССР. № 79, 1974.

106. Герасимов Г. Г. Совершенствование автоматизированной каскадной водоподдачи. *Прочность конструктивных элементов сельскохозяйственных мелиоративных систем* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1980, С. 57–64.

107. Герасимов Г. Г. Устройства оросительных систем с эластичными запорными элементами. *Водные ресурсы Молдавии*. Кишинев : Штиинца, 1985. С. 77–84.

108. Герасимов Г. Г. Устройство для уменьшения разгона насосного агрегата. *Труды КСХИ* : межвузовский сборник. Кишинев, 1976. Т. 166. С. 8–14.

109. Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. Гашение гидравлического удара путем сброса воды через заторможенный насос. *Со-*

вершенствование мелиоративных с.-х. систем : міжвузовський зб. науч. статей. Кишинев : КСХИ, 1983. С. 22–26.

110. Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. Математическая модель устройства для гашения гидравлического удара на обводе обратного клапана. *Вопросы мелиорации земель в Молдавии* : зб. науч. трудов. Кишинев : КСХИ, 1989. С. 70–76.

111. Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. Численный метод расчета гидравлического удара в коммуникациях автоматизированных насосных станций. *Гидравлика и гидротехника* : міжвузовський збірник. Кишинев : КСХИ, 1977. С. 11–17.

112. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г. Трубопровідні системи з водоповітряними резервуарами : монографія. Рівне : НУВГП, 2005. 328 с.

113. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г. Математична модель пружного гідралічного удару у водогоні з водоповітряним резервуаром. *Вісник УДАВГ* : зб. наук. праць. Рівне : УДАВГ, 1998. Вип. 1; част. 2. С. 14–19.

114. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. Визначення основних параметрів стабілізаторів тиску аналітичним методом. *Вісник НУВГП. Сер. Технічні науки* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2014. Вип. 4 (68). С. 22–27.

115. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. Визначення основних параметрів стабілізаторів тиску. *Вісник НУВГП. Сер. Технічні науки* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2015. Вип. 3 (71). Част. 2. С. 47–52.

116. Герасимов Г. Г., Іванов С. Ю. Комбіноване закриття кінцевої засувки трубопроводу. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне, 2005. Вип. 4 (32). Част. 1. С. 110–118.

117. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. Математичне моделювання пристрою безударного закриття засувки в кінці напірного трубопроводу. *Вісник НУВГП. Сер. Технічні науки* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2013. Вип. 2 (62). С. 97–107.

118. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. Оптимізація параметрів одноярусного берегового водозабору насосної станції. *Вісник УДУВГП. Сер. Технічні науки* : зб. наук. праць. Рівне, 2003. Вип. 3 (22). С. 79–88.

119. Герасимов Г. Г., Евреенко Ю. П., Цюцюра Р. М. Определение величины гидравлического удара с учетом характеристик обратного клапана. *Гидромелиорация и гидротехническое строительство : респ. межвед. н.-техн. сборник*. Львов : Высшая школа, 1978. № 6. С. 55–59.

120. Герасимов Г. Г., Иванов С. Ю. Рациональні способи закриття кінцевої засувки зрошувального трубопроводу. *Меліорація і водне господарство : міжвідомчий тематичний науковий збірник*. Київ : Аграрна наука, 2006. Вип. 93-94. С. 231–235.

121. Герасимов Г. Г., Тиндару Л. И. Гаситель гидравлического удара диафрагменного типа. *Прочность конструктивных элементов сельскохозяйственных мелиоративных систем : межвузовский сборник*. Кишинев : КСХИ, 1979. С. 23–57.

122. Герасимов Г. Г., Тиндару Л. И. Численный метод расчета гидравлического удара в узлах закрытой оросительной сети. *Гидравлика и гидротехника : межвузовский сборник*. Кишинев : КСХИ, 1977. С. 17–23.

123. Герасимов Г. Г., Тиндару Л. И. Экспериментальные исследования прямого гидравлического удара в односточном водоводе. *Совершенствование сельскохозяйственного водоснабжения, гидротехнических сооружений и гидравлических расчетов мелиоративных систем : межвузовский сборник*. Кишинев : КСХИ, 1978. С. 36–40.

124. Герасимов Г. Г., Тотар С. П. Особливості роботи гідравлічного клапана зриву вакууму сифонного водовипуску. *Вісник НУВГП. Сер. Технічні науки : зб. наук. праць*. Рівне : НУВГП, 2011. Вип. 1 (53). С. 102–110.

125. Герасимов Є. Г. Оптимальний діаметр трубопроводів насосних станцій. *Вісник НУВГП. Сер. Технічні науки : зб. наук. праць*. Рівне, 2013. Вип. 4 (64). С. 12–23.

126. Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю., Рокочинський А. М. По-кращення умов експлуатації закритих зрошувальних мереж при застосуванні удосконалених стабілізаторів тиску. *Геодезія. Землеустрій. Природокористування : Всеукраїнська науково-практична конференція присвячується пам'яті П. Г. Черняги : зб. тез*. 5-6 листопада 2014 року. Рівне : НУВГП, 2014. С. 137–139.

127. Геращенко Л. С. Особенности гидравлического удара в закрытой оросительной сети. *Гидравлич. исслед. гидротехн. соор. оросит. систем.* Киев : УкрНИИГиМ, 1975. С. 13–23.

128. Геращенко Л. С. Влияние водовоздушного резервуара на неустановившееся напорное движение жидкости. *Гидравлические исследования гидротехнических сооружений оросительных систем.* Киев, 1975. С. 88–98.

129. Геращенко Л. С. Влияние воздушного резервуара на неустановившееся напорное течение жидкости. *Гидравлические исследования гидротехнических сооружений оросительных систем.* Киев, 1975. С. 88–98.

130. Геращенко Л. С. К вопросу о снижении ударного давления водовоздушными резервуарами. *Мелиорация и водное хозяйство* : респ. межвед. темат. научно-технический сборник. 1975. Вып. 35. С. 56–62.

131. Геращенко Л. С. О гидравлическом ударе с разрывами сплошности жидкости. *Гидравлика и гидротехника* : республ. межвед. н.-т. сборник. Киев : 1977. № 25. С. 60–65.

132. Геращенко Л. С. Расчет максимального давления при потере привода насосами с обратными клапанами. *Гидравлика и гидротехника* : республ. межвед. н.-т. сборник. Киев : 1983. № 36. С. 74–78.

133. Геращенко Л. С. Расчет противоударного воздушного резервуара с учетом гидравлического сопротивления узла сопряжения с напорным водоводом. *Гидравлика и гидротехника* : республ. межвед. н.-т. сборник. Киев, 1981. № 33. С. 59–64.

134. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Расчет пневмоприводов: справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.

135. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. ; под ред. Т. М. Башты. М. : Машиностроение, 1970. 504 с.

136. А. с. № 1109492 МПК E02 7-18. Гидравлический клапан срыва вакууму в сифонных водовыпусках насосных станций. Бюл. 1984, № 31.

137. Гидравлическое моделирование / под ред. Е. Б. Близняка. М.-Л. : Госенергоиздат, 1947. 136 с.

138. Гидродинамические процессы в сложных трубопроводных системах / М. А. Гусейнзаде, Л. И. Другина, О. Н. Петрова,

М. Ф. Степанова. М. : Недра. 164 с.

139. А. с. 1420293 СССР: МПК F16L47/02. Гидропривод за-
движки. № 4190784; заявл. 02.02.87; опубл. 30.08.88, Бюл. № 32.
2 с.

140. Гидроэлектрические станции / под ред. д.т.н., проф.
Губина Ф. Ф. М. : Энергия, 1972. 504 с.

141. Гимадиев М. А. Снижение интенсивности динамичес-
ких процессов в трубопроводных магистралях технологических
установок : автореф. дис. ... канд. техн. Наук : 01.02.06. Самара,
2008. 30 с.

142. Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидрав-
лических систем. М. : Наука, 1986. 368 с.

143. Гликман Б. Ф. Нестационарные течения в пневмогид-
равлических цепях. М. : Машиностроение, 1979. 256 с.

144. Гонек Н. Ф. Манометри. Л. : Машиностроение, 1979.
176 с.

145. Гончаренко В. Я. Експериментальні дослідження засо-
бів захисту водоводів від гідравлічного удару. *Наука і техн. в
міськ. господ.* : респ. міжвід. н.-т. зб. 1973. Вип. 22. С. 81–84.

146. Гончаренко В. Я. Защита водоводов от гидравлическо-
го удара с помощью обратного клапана. *Гидротехника и мелио-
рация*. 1975. № 11. С. 47–50.

147. Гончаренко В. Я. Исследование защиты водоводов от
гидравлического удара впуском воды. *Межотраслевые вопросы
строительства. ЦНИИС Госстроя СССР*. 1972. № 7. С. 66–70.

148. Гончаренко В. Я. О гашении гидравлического удара
сбросом воды в начале водовода. *Наука и техника в горном хо-
зяйстве*. 1976. Т. 32. С. 14–15.

149. ГОСТ Р 54086-2010 Стабилизаторы давления. Общие
технические условия. Введён 2011.06.01. М. : Стандартинформ,
2011. 19 с.

150. Греков Д. М. Совершенствование методов расчета пе-
реходных процессов в системах водоподачи со стабилизаторами
давления : автореф. дис. ... канд. техн. Наук : 05.23.16. ФГБОУ
ВПО «Моск. гос. ун-тет природообустройства». М. : 2012. 30 с.

151. Гречушкин Г. А. Методика расчетов переходных про-
цессов осевых поворотнolопастных насосов. *Труды ин-та Сре-
дазгипроводхлопок*. 1971. Вып. 2. С. 60–70.

152. Гринь Ю. И., Захаренко А. А. Математическая модель гасителя гидравлических ударов. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев, 1984. Вып. 61. С. 62–68.

153. Гринь Ю. И., Шевченко А. В., Штангей А. И. Низконапорная модификация машины «Фрегат». *Мелиорация и водное хозяйство*. 1990. Вып. 72. С. 55–56.

154. Гринь Ю. И., Макаренко І. М. Дослідження гасника гідравлічних ударів. *Вісник сільськогосподарської науки*. Київ, 1977. № 1. С. 94–97.

155. Гринь Ю.И. Устройства для повышения эффективности работы закрытой сети и дождевальных машин. *Мелиорация и водное хозяйство*. 1989. № 3. С. 38–40.

156. Губина И. И., Хорев В. М., Гарник В. К. Обеспечение надежности оросительных трубопроводов. *Гидротехника и мелиорация*. 1984. № 9. С. 28–30.

157. Гуревич Д. Ф. Основы расчета трубопроводной арматуры. М.-Л. : Машгиз, 1962. 407 с.

158. Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л. : Машиностроение, 1969. 888 с.

159. Гури́н В. А. Динамика повреждений оросительных трубопроводов в процессе их эксплуатации. *Гидромелиорация и гидротехническое строительство. УИИВХ* : респ. межвед. н.-т. сборник. Львов, 1980. № 8. С. 23–25.

160. Гури́н В. А. Исследование работы оросительных трубопроводов и улучшение их эксплуатации (на примере Нижне-Днестровской оросительной системы) : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1981. 18 с.

161. Гури́н В. А. Повышение надежности и совершенствование закрытой оросительной сети в условиях юга Украины : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 06.01.02. М., 1991. 38 с.

162. Гури́н В. А., Евре́енко Ю. П. О надежности закрытых оросительных систем. *Гидромелиорация и гидротехническое строительство. УИИВХ* : респ. межвед. н.-т. сборник. Львов, 1981. № 9. С. 14–18.

163. Гуськов М. Г. Опытное исследование гидравлического удара в коротком трубопроводе при закрытии концевого крана. *Труды Ленинград. кораблестроит. ин-та*. 1962. Вып. 40. С. 47–61.

164. Гухман А. А. Введение в теорию подобия : учеб. пособие для втузов СССР. М. : Высш. школа, 1963. 254 с.

165. Дадажанов А., Алиев А. Ш., Саидахмедов А. В. Предотвращение обратного вращения насосного агрегата. *Гидротехническое строительство*. 1987. № 11. С. 47–48.

166. Дармон Р. П., Руло В. Т. Распространение волн вязкой сжимаемой жидкости в трубе с упругими стенками. *ТОИР*. 1972. № 4. С. 116–122.

167. Двайт Г.В. Таблицы интегралов и другие математические формулы. М. : Наука, 1966. 228 с.

168. Де Фазио. Исследование переходных режимов насосотурбины с поворотными лопатями. *Энергетические машины и устройства* : тр. американских инженеров. 1984. № 4.

169. Джваршейшвили А. Г. и др. Влияние нерастворенного воздуха на гидравлический удар в магистральном трубопроводе. *Гидравлика сооруж. оросит. систем*. НИМИ, 1976. Т. ХУШ, Вып. 5. С. 210–226.

170. Джваршейшвили А. Г., Кирмелашвили Г. И. Нестационарные режимы работы систем, подающих двухфазную жидкость. Тбилиси : изд-во Минциереба, 1965.

171. Джваршейшвили А. Г., Кирмелашвили Г. И., Махарадзе Л. И. Гидравлический удар при разрыве потока в трубопроводе гидротранспортной установки и мероприятия для его предотвращения. *Гидромеханика* : респ. межвед. сб. 1973. Вып. 25. С. 63–68.

172. Дикаревский В. С. Гидравлический удар с разрывом сплошности потока в напорных водоводах ж. д. водоснабжения. *Сб. тр. ЛИИЖТа*. Л. : 1976. Вып. 393. С. 3–13.

173. Дикаревский В. С. Гидравлический удар и противоударная защита напорных водоводов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Л. : ЛИИЖТ, 1972. 29 с.

174. Дикаревский В. С. и др. Исследование гидравлического удара в оросительной сети и противоударная защита. *Автоматиз. закрыт. орос. систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1976. Том 15. Вып. 9. С. 32–40.

175. Дикаревский В. С. Исследование гидравлических ударов в трубопроводах с учетом потер энергии. *Сб. трудов ЛИИЖТа*. Л. : ЛИИЖТ, 1971. Вып. 321. 55 с.

176. Дикаревский В. С. Коэффициент гидравлического сопротивления, потери энергии на внутреннее трение в материале труб, интерференция волн при гидравлических ударах. *Сб. трудов ЛИИЖТа*. 1971. Вып. 321. С. 73–110.

177. Дикаревский В. С. Определение ёмкости воздушных колпаков-гасителей гидравлических ударов при пуске. *Известия ВУЗов. Строит. и архит.* 1968. № 9.

178. Дикаревский В. С. Скорость распространения ударной волны в напорных водоводах с учетом нерастворенного воздуха. *Известия ВУЗов. Строит. и архит.* 1967. Вып. 5. С. 107–112.

179. Дикаревский В. С., Белявский М. М. Поршневой клапан для гашения гидравлических ударов в трубопроводах. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1970. № 11. С. 1–4.

180. Дикаревский В. С., Зырянов В. П. Исследование работы усовершенствованного поршневого клапана для гашения гидравлических ударов в трубопроводах. *Труды НИИМИ*. 1973. 15, № 8. С. 17–21.

181. Дикаревский В. С., Зырянов В. П., Ростов В. М., Татура А. Е. Комбинированная защита трубопроводов от гидравлического удара. *Сб. тр. ЛИИЖТа*. Л. : ЛИИЖТ, 1976. Вып. 393. С. 79–85.

182. Дикаревский В. С., Зырянов В. П., Татура А. Е. Противоударная защита закрытых зрошувальных сетей. М. : Колос, 1981. 80 с.

183. Дикаревский В. С., Маркин А. А. Скорости распространения волны гидравлического удара в водоводах. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1967. № 2. С. 17–19.

184. Дикаревский В. С., Маркин А. А. Экспериментальные исследования и расчет воздушно-гидравлических колпаков на пуск насосов. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1970. № 1. С. 4–6.

185. Дикаревский В. С., Основные рекомендации по выбору противоударных устройств и экономическая эффективность их применения. *Гидравлический удар в трубопроводах : труды ЛИИЖТа*. Л. : ЛИИЖТ, 1971. Вып. 321. С. 131–151.

186. Дикаревский В. С., Татура А. Е. Диаграмма для расчета противоударных воздушно-гидравлических колпаков. *Труды НИИМИ*. Новочеркасск : НИИМИ, 1973. Т. 15. Вып. 8. С. 22–33.

187. Дикаревский В. С., Татура А. Е. Расчет воздушно-гидравлических колпаков по условиям остановки насосов. *Сб. трудов ЛИИЖТа*. 1973. Вып. 358. С. 82–86.

188. Дикаревский В. С., Татура А. Е., Фомин Г. Е., Якубчик П. П. Устройства закрытых оросительных систем : справ очник / под ред. Дикаревского В. С. М. : Агропромиздат, 1986. 255 с.

189. Дикаревский В. С., Териков Л. Д. Экспериментальные исследования колебаний давления при заполнении водой закрытых оросительных сетей. *Автоматиз. закрыт. орос. систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1976. Т. 15. Вып. 9. С. 40–44.

190. Дилон Б., Сингх Ч. Инженерные методы обеспечения надёжности систем / пер. с англ. М. : Мир, 1984. 318 с.

191. Дмитриевский В. И. Гидромеханика. М. : Морской транспорт, 1962. 296 с.

192. Дмитренко Ю. А. Регулируемый электропривод насосных агрегатов. Кишинёв : Штеинца, 1996. 100 с.

193. Долгих В. В., Маслов И. Д., Павлюков Е. М. Устройство для управления гидрозадвижкой. *Гидротехника и мелиорация*. М. : Агропромиздат, 1986. № 9. С. 34–36.

194. Донской (В. Donsky) Полные характеристики насосов и влияние коэффициентов быстроходности на гидравлические переходные процессы. *Управление по мелиорации США. Сер. Техническая механика*. 1961. № 4. С. 245–261.

195. Дохналик К. Гашение гидравлических ударов в водопроводных трубах. Ч. 2. / ВТП. Харьков отд-ние / пер. № 8469 /2/ Dohnalik K. Gaz, woda i tehnika sanitarna, 1972. 46. № 4. С. 122–127.

196. Дохналик К. Гашение гидравлических ударов в водопроводных трубах. Ч. 1. 19 с. / ВТП. Харьков отд-ние / пер. № 8469. Dohnalik K. Gaz, woda i tehnika sanitarna, 1972, 46, № 3. С. 83–88.

197. Егiazаров И. В. Моделирование гидравлического удара. *Докл. АН СССР*. 1953. 92, № 3. С. 495–497.

198. Егоров В. В. К вопросу о гидравлическом ударе в трубах. *Труды ЦАГИ*. Оборонгиз, 1958. Вып. 712.

199. Егоров С. А. О влиянии нестационарности потока на работу трения. *Труды Гидропроекта*. 1968. Сб. 15. С. 86–91.

200. Егоров С. А. О трактовке природы местных сопротивлений. *Изв. высш. учебн. заведений. Ст-во и архитектура*. 1961. № 5. С. 83–87.

201. Егоров С. А. Об инерционном напоре. *Гидротехническое строительство*. 1964. № 7.

202. Есин А. И. Развитие теории и методов расчета стационарных и нестационарных движений воды : автореф. дис. ... д-ра техн. Наук : 05.23.16. Саратов, 2004. 25 с.

203. Євреєнко Ю. П. Практикум з курсу «Насосні станції та водогони». Рівне : УДАВГ, 1996. 115 с.

204. Євреєнко Ю. П. Рациональний режим роботи та експлуатація насосних станцій. *Вісник НУВГП. Сер. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2013. Вип. 2 (62). С. 318–326.

205. Жанкобилов У. У. Отрицательный гидравлический удар в трубах с воздушно гидравлическими ковпаками : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1988. 23 с.

206. Жмудь А. Е. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. М.-Л. : Госэнергоиздат, 1953. 235 с.

207. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.-Л. : Гостехиздат, 1949. 104 с.

208. Залуцкий Э. В. и др. Определение расхода воздуха срывающего вакуум в сифонном водовыпуске при отключении насоса. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1975. № 20. С. 9–16.

209. Залуцкий Э. В. Расчет переходных режимов при остановке осевых насосов с клапанами срыва вакуума на сифонных водовыпусках. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1976. Вып. 37. С. 73–82.

210. Запірний пристрій : пат. на корисну модель. 28094 Україна : F16K47/00. № 200707851; заявл. 12.07.2007; опубл. 26.11.2007. Бюл. № 19.

211. А. с. 1307029 СССР: МПК E02B7/46. Затвор для открытого гидротехнического сооружения. № 3995361; заявл. 20.12.85; опубл. 30.04.87, Бюл. № 16. 4 с.

212. Захаров О. В., Карелин В. Я. Опыт эксплуатации осевых насосов на магистральных каналах. *Гидротехническое строительство*. 1976. № 8. С. 20–24.

213. Защита трубопроводов оросительных систем от гидравлических ударов / В. Д. Килимник, А. Е. Костомаров, Н. А. Папишкин. *Обзорная информация*. М. : 1983. №14 / ЦБНТИ Минводхоза СССР. 52 с.

214. Зелкин Г. Г. Трубопроводы с местными сопротивлениями при неустановившемся движении несжимаемой вязкой жидкости. *Известия ВЗИСИ : учебное пособие*. М., 1979. 59 с.

215. Зилке В. Трение, зависящее от частоты при нестационарном течении в трубопроводе. *ТОИР*. 1968. № 1. С. 120–127.

216. Зубарев Л. В., Петухова Р. В. О возможности снижения пускового момента при пуске горизонтального капсульного поворотно-лопастного насоса. *Гидротехническое строительство*. 1981. № 5. С. 22–24.

217. Зубкова Н. Г. Исследования распространения волны гидравлического удара в двухфазном газожидкостном потоке : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. : МГМИ, 1971. 21 с.

218. Зубкова Н. Г. К вопросу об определении показателя политропы при гидравлическом ударе в газожидкостном потоке. *Труды МГМИ*. М. : 1973. Вып. 35. С. 63–66.

219. Зубкова Н. Г. Об изменении характера затухания волны гидравлического удара при введении в водовод воздуха. *Сб. научн. трудов МГМИ*. М. : 1970. Вып. 2. С. 201–204.

220. Зубкова Н. Г. Особенности гидравлического удара в двухфазных газожидкостных потоках. *Гидротехническое строительство*. 1978. № 7. С. 29–33.

221. Зубкова Н. Г. Формула для определения скорости распространения волны гидравлического удара в газожидкостных потоках. *Труды МГМИ*. М., 1973. Вып. 35. С. 57–62.

222. Зубкова Н. Г. Экспериментальные исследования гидравлического удара в водовоздушной смеси. *Сб. научн. трудов МГМИ*. М. : 1970. Вып. 2. С. 187–200.

223. Зубов Л. Б. Гидравлический удар в трубопроводе с воздушной камерой. *Водоснабжение : труды ин-та ВОДГЕО*. М. : 1964. Вып. 8. С. 36–41.

224. Зубов Л. Б. Некоторые вопросы теории неустановившегося движения реальной жидкости в трубопроводах сетей водоснабжения : автореф. дис. ... канд. техн. наук. ВНИИ ВОДГЕО. М. : 1967. 23 с.

225. Иванов А. И., Куликов А. А., Третьяков Б. С. Контрольно-измерительные приборы в сельском хозяйстве : справочник. М. : Колос, 1984. 352 с.

226. Ивженко Ю. С. Влияние герметичности вакуумной зоны сифона на экономичность работы насосной станции. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1987. Вып. 67. С. 65–68.

227. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления: физико-механические основы. М.-Л. : Госэнергоиздат, 1954. 316 с.

228. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М. : Машиностроение, 1975. 559 с.

229. Ильин В. Г. Расчет совместной работы насосов, водопроводных сетей и резервуаров. Киев : Госстройиздат УССР, 1963. 136 с.

230. Ильин Ю. А. Надёжность водопроводных сооружений и оборудования. М. : Стройиздат, 1985. 240 с.

231. Инновационная технология противоаварийной защиты трубопроводов и оборудования – стабилизаторы давления (СД). ВОЛНОТЕХ. URL: <http://www.volnotex.ru/> (дата звернення: 15.02.2020).

232. Инструкция по определению экономической эффективности использования новой техники, изобретений и рационализаторских приложений в орошении и осушении земель, обводнении пастбищ и мелиоративном строительстве. М., 1979. 167 с.

233. Иоаннисян Н. К. О гидравлическом ударе при разрыве сплошности водяного потока. *Тр. АрмНИИ вод. проблем и гидротехники*, 1975. 2, (7). С. 385–392.

234. Использование водной энергии / под ред. Д. С. Щавелева. Л. : Энергия, 1976. 656 с.

235. Иванов С. Ю. Експериментальна перевірка ефективності слідкуючого закриття кінцевої засувки трубопроводу. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2007. Вип. 4 (40). Ч. 2. С. 44–50.

236. Иванов С. Ю. Схеми вимірювань основних параметрів динамічних процесів при комбінованому закритті засувки трубопроводу. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2006. Вип. 3(35). С. 58–65.

237. Калмыкова З. А., Мохов И. Г., Попов Д. Н. Экспериментальное исследование переходных процессов вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрической жесткой трубе. *Изв. высш. уч. заведений. Машиностроение*. 1967. № 6. С. 61–64.

238. Карам Ж. Т., Леонард Р. Г. О простой, но теоретической обоснованной временной модели для систем гидравлической линии передачи. *ТОИР*. 1973. № 4. С. 83–90.

239. Карелин В. Я. Изнашивание лопастных насосов. М. : Машиностроение, 1983. 163 с.

240. Карелин В. Я. Квитационные явления в центробежных и осевых насосах. М. : Машиностроение, 1975. 336 с.

241. Карелин В. Я. и др. Программное закрытие затворов при потере привода насосным агрегатом. *Гидротехническое строительство*. 1986. № 7. С. 13–16.

242. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами. М. : Энергия, 1980. 288 с.

243. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции с центробежными насосами. М. : Стройиздат, 1983. 224 с.

244. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А., Боровых В. Н., Татаренко Б. П. Переходные процессы в низконапорной насосной станции с поверхностным водовипуском. *Гидротехническое строительство*. 1979. № 8. С. 21–24.

245. Карпов Ф. Ф. Как проверить возможность подключения к электрической сети двигателей с коротко замкнутым ротором. *Библиотека электромонтера*. М.-Л. : Энергия, 1964. Вып. 123. 146 с.

246. Картвелишвили Н. А. Гидравлический расчет пневматических уравнительных резервуаров. *Известия ВНИИГ*. Л. : 1953. № 50. С. 137–156.

247. Картвелишвили Н. А. Динамика напорных трубопроводов. М. : Энергия, 1979. 224 с.

248. Картвелишвили Н. А. Об инерционном напоре в уравнении Бернулли и об упругом гидравлическом ударе. *Изв. ВНИИГ*. 1964. 76. С. 137–146.

249. Картвелишвили Н. А., Догондзе Д. А. Современные задачи теории гидравлического удара. *Автоматизация закры-*

тых оросительных систем. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 3–10.

250. Кафиева-Лоладзе Е. Н. Расчеты гидравлических ударов в сетях железнодорожного водоснабжения. *Гидравлика и водоснабжение на железнодорожном транспорте* : труды Тбилисского ин-та инж. ж.-д. транспорта. Тбилиси, 1950. Вып. XXIII. С. 105–147.

251. Килимник В. Д. , Доценко Г. В. Управление переходными процессами в напорных трубопроводах. *Автоматизация закрытых оросительных систем.* Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 47–53.

252. Килимник В. Д. и др. Регулирование величины гидравлического удара в закрытых трубопроводах. *Гидротехника и мелиорация.* 1980. № 21. С. 37–39.

253. Килимник В. Д. Некоторые вопросы унификации средств защиты гидросистем от гидравлических ударов. *Разработка месторождений полезных ископаемых.* Киев : Техника, 1971. Вып. 24. С. 50–53.

254. Килимник В. Д. Унифицированный гаситель гидравлических ударов в шахтных напорных трубопроводах. *Разработка месторождений полезных ископаемых.* Вып. 37. Киев : Техника, 1974. С. 46–50.

255. Киселев И. И. и др. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт : справочное пособие. М. : Машиностроение, 1977. 184 с.

256. Киселев П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам / под ред. Киселёва П. Г. М. : Энергия, 1972. 312 с.

257. Кнэп Р., Дж. Дейли, Ф. Хэммит. Кавитация / пер. с англ. М. : Мир, 1974. 687 с.

258. Коваленко В. И. Расчет гидравлического удара, начинающегося с понижения давления при разрыве потока в начале трубопровода. *Сан. техн. межвед. республ. н.-т. сборник,* 1970. С. 137–141.

259. Коваленко В. М. Визначення тиску та швидкості на фронті ударної хвилі при квадратичному законі тертя. *Питання технол. обробки пром. та питного водопостачання.* Київ : Будівельник, 1972. Вип. 4. С. 67–69.

260. Коваленко В. М. Гідравлічний удар з розривом суцільності потоку. *Питання технол. обробки пром. та питного. водопостачання*. Київ : Будівельник, 1974. С. 35–39.

261. Коваленко В. М. Про максимально можливий тиск при гідравлічному ударі з розривом суцільності потоку в горизонтальному водоводі. *Питання технол. обробки пром. та питного водопостачання*. Київ : Будівельник, 1972. Вип. 4. С. 55–60.

262. Коваленко В. Н. Исследование гидравлического удара в напорных водоводах : автореф. дис. ... канд. техн. наук., Харьков, ХИСИ, 1972.

263. Коваленко В. Н. О затухании волнового процесса в трубопроводах. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника , 1980. № 31. С. 24–27.

264. Коваленко В. Н. Об учете потерь энергии на трение при прямом гидравлическом ударе. *Гидравлика и гидротехника*. Киев: Техника, 1975. № 20. С. 47–51.

265. Коваленко П. И., Тугай А. М. Мелиоративные гидротехнические сооружения. Киев: Будивельник, 1974. 123 с.

266. Коваленко П. И., Чалый Б. И., Тыщенко А. И. Реконструкция мелиоративных систем. Киев : Урожай, 1991. 168 с.

267. Кожушко С. Г. Теоретичні обґрунтування розробки та впровадження двоступінчастих зворотних клапанів. *Міське господарство України*. Київ : Будівельник, 1971. № 1 (34). С. 31–32.

268. Козелков В. П. и др. Крутящий момент, потребляемый насосом в условиях неустановившегося кавитационного режима. *Гидродинамика лопаточных машин и общая механика*. Воронеж, 1974. С. 54–63.

269. Козелков В. П. и др. Механизм кавитации центробежного насоса на неустановившихся режимах. *Гидродинамика лопаточных машин и общая механика*. Воронеж, 1971. (1972). Вып. 1.

270. Колотило Н. И. Экспериментальные исследования гидравлического удара в наклонном водоводе. *Изв. ВУЗов. Строительство и архитектура*. 1975. № 2. С. 166–170.

271. Колотило Н. И. Экспериментальные исследования гидравлического удара с разрывом сплошности потока. *Гидравлика сооружений оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1974. Вып. 5. С. 281–284.

272. Колотило Н. И., Стоев М. А. Измерение скорости движения воды при гидравлическом ударе с разрывом сплошности потока в водоводах различного профиля. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 132–139.

273. Колотило Н. И., Стоев М. А. К вопросу об образовании разрыва сплошности потока при гидравлическом ударе. *Труды НИМИ*. Новочеркасск : НИМИ, 1973. 15, № 3. С. 37–44.

274. Комплексный анализ эффективности технических решений в энергетике / Ю. Б. Гук, П. П. Долгов, В. Р. Огороков, и др. ; под ред. В. Р. Огорокова и Д. С. Щавелева. Л. : Энергоатомиздат. Ленинг. отд-ние, 1985. 176 с.

275. Кондратьев В. И. и др. Проектирование сифонных водовыпусков насосных станций. *Гидротехническое строительство*. М.: Энергия, 1976. № 1. С. 54–56.

276. Кондратьев В. Н., Скосарев Е. В., Чибисов И. Т. и др. Проектирование сифонных водовыпусков для насосных станций. *Гидротехническое строительство*. 1976. № 1. С. 54–56.

277. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. Л. : Машиностроение, Л. Отд., 1976. 232 с.

278. Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей. М. : ГИТЛ, 1951. 108 с.

279. Кошкин Н. М. Обоснование и разработка комплекса технических средств, повышающих эффективность работы закрытых оросительных сетей и дождевальных машин : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 06.01.02. Новочеркасск, 2000. 49 с.

280. Кошулян Ф. В. О надёжности оросительных систем Молдавии. *Совершенствование процессов орошаемого земледелия*. Кишинев, 1978. С. 9–15.

281. Кравченко Т. С. К расчету сопротивления обратного клапана. *Изв. ВУЗов. Строительство и архитектура*. 1962. № 4. С. 149–154.

282. Кремез С. А. К определению гидравлических сопротивлений в обратных клапанах. *Изв. ВУЗов. Строительство и архитектура*. 1963. № 4. С. 127–128.

283. Кривченко Г. И. Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбин гидроэлектростанций. М.-Л. : Госэнергоиздат, 1951. 199 с.

284. Кривченко Г. И., Аршеневский Н. Н., Квятковская Е. В., Клабуков В. М. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках. М. : Энергия, 1975. 367 с.

285. Куделя Н. А. Исследования влияния воздушных включений и вакуума на эффективность работы закрытой оросительной сети и разработка технических средств для впуска и выпуска воздуха : дис. ...канд. техн. наук. Киев, 1982.

286. Куделя Н. А. Методика расчета вантуза непрямого действия мембранного типа. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1980. № 49. С. 42–50.

287. Куделя Н. А. О равновесии воздушного скопления в наклонном трубопроводе. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1981. № 53. С. 45–47.

288. Кулибабин А. Г., Лаванов Э. Г., Нусимович С. Г. Повышение долговечности внутриводопольной закрытой оросительной сети. *Гидротехника и мелиорация*. 1986. № 6. С. 21–23.

289. Курганов А. М., Федоров Н. Ф. Гидравлические расчеты систем водоснабжения и водоотведения: справочник. Под общ. ред. А. М. Курганова. 3-е изд., перераб. и доп. Л. : Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1986. 440 с.

290. Курганов А. М., Федоров Н. Ф. Справочник по гидравлическим расчётам систем водоснабжения и канализации. Л. : Стройиздат, 1978. 424 с.

291. Лабораторный курс гидравлики насосов и гидropерепредач / О. В. Байбаков, Д. А. Бугаев, З. А. Калмыкова и др. ; под ред С. С. Руднева и Л. Г. Подвиза. Изд. 2-е, перераб. М. : Машиностроение, 1974. 416 с.

292. Луговой А. А. Экспериментальное исследование гидравлического удара, сопровождающегося разрывом стенки напорного трубопровода. *Тр. Саратовск. ин-та механиз. с.х.* 1970. Вып. 42, Ч. 2. С. 55–65.

293. Лукашин Ю. П. Финансовая математика. М. : Изд. Центр ЕАОИ, 2008. 200 с.

294. Луныкина Т. Б. Влияние трения на ординату прямого гидравлического удара. *Тр. Тбилисс. ин-та инж. ж.-д. трансп.* 1957. Вып. 31. С. 82–96.

295. Людевиг Д. Энергия гидравлического удара в трубопроводах / пер. с немец. ВЦП. Пер № Ц-19643. Ludewig D. *Wasserwirtschaf-Wassertesh.* 1969, Bd, 19, № 6. S.-p. 203–246.
296. Лямаев Б. Ф. Влияние завала фронта волны на величину максимального давления при гидравлическом ударе, сопровождающемся отрывом столба жидкости от тупика. *Изв. Высших учебных заведений. Стр-во и архит.* 1974. № 11. С. 114–120.
297. Лямаев Б. Ф., Нелюбов В. А., Небольсин Г. П. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЕВМ. Л. : Машиностроение, 1978. 192 с.
298. Мазепа В. К., Чалый Б. И., Водовыпуски–автоматы из напорных трубопроводов в регулирующие бассейны и каналы. Сб. Союзводпроект, № 55, 1981. – С. 151–155.
299. Мак-Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на Фортране. М. : Мир, 1977. 584 с.
300. Максимов И. Г. Уравнительные резервуары гидроэлектростанций. М. : МЭИ, 1960. 56 с.
301. Мамаев В. А. Гидродинамика газожидкостных смесей в трубах. М. : Недра, 1969. 208 с.
302. Маркарян А. Я. Расчет гидравлического удара при впуске и защемлении воздуха в месте разрыва сплошности потока. Сб. научн. трудов Ереван. политехн. ин-та. 1975. 26. С. 92–98.
303. Маркарян А. Я. Расчёт сжатия воздуха, защемленного в месте разрыва сплошности потока в трубопроводе. *Известия АН Арм ССР. Сер. Технические науки.* 1972. XXУ, № 1. С. 29–34.
304. Маркарян А. Я., Григорян М. А. Гидравлический удар в трубопроводе с воздушной камерой. *Промышленность Армении.* 1973. № 6. С. 42–44.
305. Маркин А. А. Из опыта внедрения в производство нового противоударного прибора диафрагменного типа. *Труды ЛИИЖТа. Гидравлический удар в трубопроводах.* Л. : ЛИИЖТ, 1971. Вып. 321. С. 55–61.
306. Маркин А. А. Исследование работы воздушно-гидравлических колпаков в автоматизированном железнодорожном водоснабжении. Сб. тр. ЛИИЖТа. 1973. Вып. 358. С. 25–38.
307. Маркин А. А. Новый противоударный прибор системы И. И. Лапшина и его исследование. *Труды ЛИИЖТа.* Л. : ЛИИЖТ, 1970. С. 23–30.

308. Мартин Ц. С. Современное состояние теории гидравлических переходных процес сов. *ТОИР*. 1973. № 2. С. 209–229.
309. Мелконян Г. И. Некоторые теоретические и прикладные вопросы неустановившегося напорного движения жидкости : автореф. дис. ...докт. техн. наук. 1971. 43 с.
310. Мелконян Г. И. Об уравнениях одномерного неустановившегося движения жидкости. *Тр. Ленингр. ин-та вод. трансп.* 1975. Вып 151. С. 27–39.
311. Мелконян Г. И. Потери на трение в нестационарных турбулентных потоках. *Материалы н.-т. конф. Ленингр. инст. инж. вод. трансп.* 1975. С. 142–144.
312. Мелконян Г. И. Потери напора на трение в нестационарных турбулентных потоках. *Материалы ХХУШ н.-т. конф. Ленингр. инст. вод. трансп.* 1974. Л., 1974. С. 134–136.
313. Мелконян Г. И. Расчёт гидравлического удара возникающего в сложной водопроводной системе. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 106–112.
314. Мелконян Г. И. Расчет с помощью ЭЦВМ гидравлического удара в случае движения газо-жидкостной смеси. *Тр. Ленингр. ин-та водн. трансп.* 1969. Вып. 124. С. 112–122.
315. Мелконян Г. И., Панчурин Н.А. Вопросы теории нестационарных течений. *Изв. ВУЗов. Стр-во и архит.* 1983. № 7. С. 92–99.
316. Мендилусе Е. Защитные меры против гидравлических ударов. 17 с. / пер. с нем. ВЦП. Пер. № Ц-19655. Mendiluct L. GWF. Wasser/Abwasser. 1971. Bd. 112 № 7. S. 349–352.
317. Мендилусе Е. Упрощенный расчёт гидравлического удара в нагнетательных установках. 14 с. ВИНИТИ / пер. № 89079/0. 1962. У. 37 № 8. р. 481–466.
318. Методика визначення економічної ефективності витрат на наукові дослідження і розробки та їх впровадження в виробництво. Київ : 2001. 32 с.
319. Методические указания по определению условий работы насосных агрегатов при пусках и остановках / Д. Н. Изотов, В. В. Кондратьев и др. Союзгипроводхоз, МИСИ. М., 1986. 65 с.
320. Мильчин А. М. Расчёт средств защиты разветвленных оросительных систем от гидравлического удара. *Тр. Ленигр. ин-*

та по проектир. водохоз. и мелиорат. стр.-ва. 1976. Вып. 4. С. 46–51.

321. Миннивалеев Т. Н. Разработка забойной гидромеханической системы компенсации колебаний давления промывочной жидкости : автореф. дис. ...докт. техн. наук : 05.02.13. Уфа, 2014. 136 с.

322. Мирцхулава Ц. Е. Надежность гидромелиоративных сооружений. М. : Колос, 1974. 259 с.

323. Михайлов И. Е. Золотухин В. И. Выбор фьюрм и размеров башенных водоприемников. *Гидротехническое строительство*. 1978. № 2. С. 24–27.

324. Михайлов И. Е., Золотухин В. И. Влияние высоты водозаборных отверстий башенных водоприемников на потери напора. *Гидротехническое строительство*. 1977. № 2. С. 27–28.

325. Миясиро Х. Анализ гидравлических ударов при работе насосов 20 с. / пер. с англ. Miyashiro H. (ВЦП. Пер. № Ц-847). *JSME/Bulletin*, 1967, У. 10. № 42. Р. 952–958.

326. Миясиро Х. Современные проблемы гидравлического удара в насосных системах. 20 с. / пер. с япон. Нихон кмкай гаккай. (ВИНИТИ Пер. № 90035). 1969. Т. 72. № 609. С. 1430–1436.

327. Миясиро Ю. Гидравлический удар, общие положения, основные уравнения, методы анализа. 54 с. / пер. с япон. ВДП. Пер. № Ц. 19661. Хайкан то соти. 1972. Т. 12. № 6. С. 54–73.

328. Мостков М. А. Гидравлический удар в гидроэлектрических станциях. М. : Госэнергоиздат, 1951.

329. Мостков М. А. Общий численный метод расчёта гидравлического удара в приложении к водопроводным сетям. *Труды Тбилисского ин-та ж. д. транспорта*, 1947. вып. XIУ.

330. Мостков М. А. Прикладная гидромеханика. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. 463 с.

331. Мостков М. А. Современное состояние и дальнейшие задачи исследования гидравлического удара. *Изв. АН СССР. Отд. техн. наук*, 1954. № 6. С. 121–136.

332. Мостков М. А., Башкиров А. А. Расчёты гидравлического удара. М.-Л. : Госэнергоиздат, 1952. 200 с.

333. Мостовский А. Ф. Исследование гидравлического удара в трубах при малых напорах. *МИИТ*. 1929. Вып. XI. С. 263–304.

334. Мошнин Л. Ф. Влияние трения на режим остановки насосов. *Водоснабжение и санитарная техника*, 1956. № 2. С. 8–13.

335. Мошнин Л. Ф. Достижения советской науки в развитии методов расчета систем подачи воды и применение вычислительной техники. *Водоснабж. и сан. техника.*, 1967. № 10. С. 1–7.

336. Мошнин Л. Ф. и др. Защита закрытых оросительных сетей от повышения давления. *Сб. Союзводпроект*. 1979. № 50. С. 17–24.

337. Мошнин Л. Ф., Тимофеева Е. Т. Повышение давления при гидравлических ударах, сопровождающихся разрывами сплошности потока. *Водоснабж. и сан. техника*. 1965. № 7. С. 3–5.

338. Мущик Э., Мюллер П. Методы принятия технических решений / пер. с нем. 1990. 208 с.

339. Назаров С. М., Гладун Л. В., Самусевич П. Я. Математичне моделювання імпульсної промивки водогонів руслових водозаборів. *Вісник Української державної академії водного господарства*. Рівне, 1998. Вип. 1. Ч. 2. С. 206–209.

340. Назарян А. Г., Рафаэлян Р. М. О расчёте гидравлического удара в насосных установках при наличии на водоводе нескольких обратных клапанов. *Изв. Арм.ССР. Сер. Технические науки. Гидравлика*. 1980. XXXIII, № 2. С. 28–33.

341. Назик Э. Ю. Разработка технических средств предупреждения аварийных ситуаций в гидросистемах концевых уплотнений компрессоров : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.16. М. : 2000. 30 с.

342. А. с. 1560807 СССР, F04D15/00. Насосная установка. № 4276229 ; заявл. 10.02.88 ; опубл. 30.04.90, Бюл. № 16. 3 с.

343. А. с. 1333849 СССР: МПК. F04D15/00. Насосная установка. № 4055253 ; заявл. 16.04.86 ; опубл. 30.08.87, Бюл. № 32. 2 с.

344. Насосы и насосные станции : учебник / В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишнеvский, Н. Н. Накладнов, В. В. Кондратьев ; под ред. В. Ф. Чебаевского. М. : Агропромиздат, 1989. 416 с.

345. Настенко Н. Н. и др. Методика расчёта и экспериментальные исследования регулятора давления для дождевальных

машин «Фрегат». *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1973. Вып. 25. С. 122–129.

346. Находкин Б. И. Круговая характеристика насоса. *Гидротехника и мелиорация*., 1956. № 6. С. 42–47.

347. Нейман З. Б., Пекне В. З., Моз А. С. Крупные вертикальные электродвигатели переменного тока. М. : Энергия, 1974. 376 с.

348. Некрасов В. М., Подласов А. В. Исследование гидравлических клапанов срыва вакуума на сифонных водовыпусках насосных станций Северо-Крымского канала. *Мелиор. и вод. хоз.* Киев : Урожай, 1970. № 13. С. 103–107.

349. Некрасов В. М., Подласов А. В. К расчету клапанов для срыва вакуума в сифонах. *Гидравлика и гидротехника*. № 9. Киев : Техника, 1970. С. 87–93.

350. Некрасов В. М., Расчет сифонных водовыпусков насосных станций с гидравлическими клапанами срыва вакуума. *Гидравлика*. Киев : Техника, 1966. № 2. С. 89–98.

351. Некрасов В. М., Скуратович В. М. Бесклапанные устройства для срыва вакуума на сифонах мелиоративных насосных станций. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1969. № 8. С. 48–54.

352. Непомнящий В. П., Харитонов А. Г. Гашение гидравлического удара при регулировании насосов подводом воздуха. *Тр. Северокавказского горнометаллургического ин-та*. 1966. Вып. 20. С. 108–109.

353. Неугоднов Г. И. Гидравлические клапаны срыва вакуума в сифонных водовыпусках насосных станций. *Гидротехническое строительство*. 1976. № 1. С. 45–46.

354. Неугоднов Г. И. Эффективность сифонных водовыпусков мелиоративных станций. *Сб. Союзводпроект*. 1975. Вып. 2 (42). С. 103–108.

355. Низамов Х. Н., Саликов Л. М., Тагасов В. И., Сулименко В. В. Обеспечение безопасности магистральных трубопроводов в энергетических установках. *Вестник РУДН. Сер. Экология и безопасность жизнедеятельности*. 2005. № 1 (11). С. 127–131.

356. Низамова Г. Х. Разработка технических средств защиты трубопроводов с поршневыми насосами и компрессорами от

аварийных ситуаций : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.16. М., 1999. 30 с.

357. Новодережкин Р. А. Насосные станции систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС. М. : Энергоатомиздат, 1989. 264 с.

358. Образовский А. С. и др. Водозаборные сооружения для водоснабжения из поверхностных источников. М. : Стройиздат, 1976. 368 с.

359. Овсяпян В. М. Гидравлический таран и таранные установки. М. : Машиностроение, 1968. 120 с.

360. Озеров А. Ю. Механизм базальтовых взрывов. *Ин-ут вулканологии и сейсмологии ДВО РАН*. Петропавловск-Камчатский. С. 646–652.

361. Ольгаренко В. И., Есин А. И., Кошкин Н. М. Технические средства защиты от гидравлического удара закрытых оросительных сетей. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1997. № 5. С. 56–57.

362. Оно Ф. Клапан для предотвращения возникновения гидравлических ударов / пер. с япон. Рюгай когаку. ВЦП. Пер. А-6445. М. : 1977., 1976. Т. 12. № 5. С. 262–287.

363. Отчет о НИР (Заключительный). Натурные исследования гидравлического удара в напорных водоводах оросительных насосных станций. Разработка конструкции и исследования работы гасителя гидравлических ударов для закрытых оросительных систем. / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484. Кишинев, 1981. 105 с.

364. Отчет о НИР (Заключительный). Разработать научно-технические рекомендации по борьбе с гидравлическим ударом в закрытых оросительных системах / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484; 19 апр.; Инв. № Б 899591 06 янв. 81. Кишинев, 1980. 61 с.

365. Отчет о НИР (Заключительный). Разработка конструкции и гидравлические исследования водовыпускных сооружений оросительных насосных станций / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 81085695. Кишинев : 1983. 79 с.

366. Отчет о НИР (Заключительный). Экспериментальные исследования устройств диафрагменного типа для оросительных систем / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 81085693. Кишинев, 1985. 48 с.

367. Отчет о НИР (Промежуточный). Натурные исследования гидравлического удара в напорных водоводах оросительных насосных станций / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484; Инв. № 675799 20 июня. Кишинев : 1978. 182 с.

368. Отчет о НИР (Промежуточный). Натурные исследования гидравлического удара в напорных водоводах оросительных насосных станций. Разработка конструкции и исследования работы гасителя гидравлических ударов для закрытых оросительных систем / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484; Инв. № 795931 05 окт. 9. Кишинев : 1979. 98 с.

369. Отчет о НИР (Промежуточный). Натурные исследования гидравлического удара в напорных водоводах оросительных насосных станций. Разработка конструкции и исследования работы гасителя гидравлических ударов для закрытых оросительных систем. / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ); Руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484; Инв. № 869407 06 авг. 80. Кишинев: 1980. 111 с.

370. Отчет о НИР (Промежуточный). Разработать научно-технические рекомендации по борьбе с гидравлическим ударом в закрытых оросительных системах / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484; 19 апр.; Инв. № 870584 12 авг. 80. Кишинев : 1978. 71 с.

371. Отчет о НИР (Промежуточный). Разработать научно-технические рекомендации по борьбе с гидравлическим ударом в закрытых оросительных системах / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484; 19 апр.; Инв. № 880893 01 окт. 80. Кишинев : 1979. 51 с.

372. Отчет о НИР (Промежуточный). Разработать научно-технические рекомендации по борьбе с гидравлическим ударом

в закрытых оросительных системах / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 77024484; 19 апр. ; Инв. № 869406 06 авг. 80. Кишинев: 1980. 74 с.

373. Отчет о НИР (Промежуточный). Разработка конструкции и гидравлические исследования водовыпускных сооружений оросительных насосных станций / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 81085695. Кишинев : 1981. 129 с.

374. Отчет о НИР (Промежуточный). Разработка конструкции и гидравлические исследования водовыпускных сооружений оросительных насосных станций / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 81085695. Кишинев : 1982. 101 с.

375. Отчет о НИР (Промежуточный). Экспериментальные исследования устройств диафрагменного типа для оросительных систем / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 81085693; Инд. № 0283 0069513. Кишинев : 1982. 47 с.

376. Отчет о НИР (Промежуточный). Экспериментальные исследования устройств диафрагменного типа для оросительных систем / Кишиневский сельскохозяйственный институт (КСХИ) ; руководитель Г. Г. Герасимов. № ГР 81085693. Кишинев : 1983. 29 с.

377. Отчет о НИР. (Заключительный) Расчет и гидравлические исследования автоматизированной каскадной водоподачи с прямой гидравлической связью / УИИВХ ; руководитель Н. Т. Назаров. Ровно, 1973. 50 с.

378. Отчет о НИР. (Промежуточный) Расчет и гидравлические исследования автоматизированной каскадной водоподачи с прямой гидравлической связью / УИИВХ ; руководитель В. А. Солнышков. Ровно, 1973. 99 с.

379. Отчет о НИР. (Промежуточный). Влияние водовоздушного резервуара на гашение гидравлического удара в закрытой оросительной сети / УИИВХ ; руководитель Р. М. Цюцюра. № ГР 74063003. Ровно, 1974. 52 с.

380. Отчет о НИР. (Промежуточный). Влияние длины всасывающего трубопровода на процесс запуска насосного агрегата

автоматизированных насосных станций / УИИВХ ; руководитель Н. И. Романько. Ровно, 1974. 200 с.

381. Павлух Лев. Проблемы гидравлического удара в насосных и гидроэлектрических станциях. *Чехословацкая тяжелая промышленность*. 1960. № 3. С. 7–15.

382. Палишкин Н. А. и др. Определение отверстия клапана срыва вакуума на сифонах водовыпусков насосных станций. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1971. Вып. 18.

383. Палишкин Н. А. О гидравлическом клапане срыва вакуума в сифонах водовыпусков насосных станций. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1966. № 10. С. 138–144.

384. Палишкин Н. А. Опыт эксплуатации мелиоративных насосных станций. *Гидротехника и мелиорация*. М. : Колос, 1982. С. 62–66.

385. Палишкин Н. А., Кореньков А. Г. Гидравлические клапаны срыва вакуума. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1972. Вып. 20.

386. Папин В. М. Автоматический гаситель гидравлических ударов, возникающих в водоводах насосных станций при внезапном выключении насосов. *Гидротехника и мелиорация*. 1952. № 1.

387. Папин В. М. Защита магистральных водоводов от гидравлических ударов : автореф. дис. ... докт. техн. наук. Л., 1980. 23 с.

388. Папин В. М., Водолазский В. Указание по защите водоводов от гидравлических ударов при помощи автоматических гасителей «Укрводгео» (системы В. М. Папина). Киев : Госстройиздат, 1980. 23 с.

389. Пеплов Э. Э., Кокая Н. В. Затвор с воздушной камерой. *Гидротехника и мелиорации*. 1966. № 6. С. 37–41.

390. Переверзев С. Ю. Совершенствование методов расчета переходных процессов для напорных трубопроводов крупных насосных станций : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.09. М. : 2014. 30 с.

391. Перегудов Ф. И., Тарасенко Ф. П. Введение в системный анализ : уч. пособие для вузов. М. : Высш. шк., 1939. 367 с.

392. Переходные процессы в крупных осевых насосах / Аршеневский Н. Н. та ін. *Лопастные насосы*. Л. : Машиностроение, 1975. С. 234–240.

393. Петрик А. Д., Подласов А. В., Евреенко Ю. П. Насосы и мелиоративные насосные станции / под ред. Петрика А. Д. Львов : Вища школа, 1987. 168 с.

394. Пикулин В. М. Влияние неточности представления различных режимов 4-х квадратных характеристик насосов на расчёт гидравлического удара. *Тр. Ташкент. Ин-та инж. ж.-д. транспорта*. 1975. Вып. 113. С. 46–56.

395. Пикулин В. М. Натурные исследования гидравлического удара в водоводах насосных станций. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. 1970. Вып. 25. С. 104–107.

396. Пикулин В. М. Расчет переходных процессов насосного агрегата без учета гидравлического удара в трубопроводе. *Изв. АН УзССР. Сер. Технические науки*. 1963. № 4. С. 34–40.

397. Плесявичус П. И. Влияние высоты подъема тарели на гидравлическое сопротивление клапанов трубопроводов судовых систем. *Труды Ленинградского кораблестроительного института*. 1974. Вып. 94. С. 74–84.

398. Повышение надежности оросительных систем. И. И. Наumenко, А. В. Пospelов, А. М. Сидоренко и др. / под ред. И. И. Наumenко. Киев : Урожай, 1989. 96 с.

399. Погорелов В. И. Некоторые вопросы теории клапана. *Научн.-техн. инф. бюллет. Ленингр. политех. ин-та*. 1950. № 10. С. 85–96.

400. Подвійна водоповітряна колона: деклараційний патент на корисну модель. 33435. Україна : МПК F16L55/02. № 99021024 ; заявл. 23.02.1999 ; опубл. 15.02.2001. Бюл. № 1. 2 с.

401. Подласов А. В. Защита напорных трубопроводов от гидравлического удара. Киев : Изд. Укргипроводхоз, 1955.

402. Подласов А. В. О расчёте гидравлического удара в трубопроводах оросительных насосных станций. *Вестник Львовского политехнического ин-та*. 1963. № 25. С. 122–123.

403. Подласов А. В. Расчёты гидравлических ударов возникающих в трубопроводах мелиоративных насосных станций и арматура для их гашения. Киев : Укргипроводхоз, 1953. 39 с.

404. Подласов А. В., Герасимов Г. Г. Влияние запаздывания срыва вакуума в сифонах на переходной процесс насосных агрегатов. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1977. № 25 С. 55–60.

405. Подласов А. В., Герасимов Г. Г. К определению основных параметров переходных процессов насосных агрегатов. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1975. № 20. С. 35–42.

406. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М. : Машиностроение, 1977. 424 с.

407. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М. : Машиностроение, 1982. 240 с.

408. Потапов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М. : Машиностроение, 1977. 434 с.

409. Потапов И. В. Исследование и расчёт гидравлического удара в некоторых схемах водопроводной сети : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новочеркасск : НИМИ, 1985. 17 с.

410. Праведный Г. Х. Исследование явлений гидравлического удара в практических условиях работы железнодорожного водоснабжения : автореф. дис. ... канд. техн. наук. ЛИИЖТ, 1962. 21 с.

411. Правила применения регулирующей и предохранительной арматуры мембранного типа при проектировании закрытых оросительных систем. ВСН-01-81; Минводхоз УССР. Киев : 1984. 65 с.

412. Применко В. Н. Разработка средств предупреждения аварий на трубопроводном транспорте и исследование эффективности их работы : автореф. дис. ... канд. техн. наук. 11.00.11. М. : 1996. 30 с.

413. Пристрій для безударного закриття засувки : пат. на корисну модель. 28098 Україна : F16K47/00. № 200707866 ; заявл. 12.07.2007 ; опубл. 26.11.2007. Бюл. № 19.

414. Пристрій для безударного закриття трубопроводної засувки : пат. на корисну модель. 17130. Україна : МПК F16K47/00. № 200602651, заявл. 13.03.2006 ; опубл. 15.09.2006. Бюл. № 9. 3 с.

415. Пристрій для боротьби з гідравлічним ударом : пат. на корисну модель. 33436. Україна : МПК E16L55/02. № 99021025 ; заявл. 23.02.1999 ; Опубл. 15.02.2001. Бюл. № 1. 2

416. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В. В. Рычагов, В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишневский, А. А. Третьяков и др. / под ред. В. Ф. Чебаевского. М. : Колос, 1982. 320 с.

417. Проектирование сооружений для забора поверхностных вод : справочное пособие к СНиП. М. : Стройиздат, 1986. 256 с.

418. А. с. 1090959 СССР: МПК F16L55/04. Противоударный клапан. № 3481638 ; заявл. 17.08.82 ; опубл. 07.05.84. Бюл. № 17. 3 с.

419. А. с. 1368559 СССР: МПК F16L55/04. Противоударный клапан. № 4043864/25-08 ; заявл. 05.03.86 ; опубл. 23.01.88. Бюл. № 3. 3 с.

420. Протиударный пристрій : пат. на корисну модель. 33438. Україна : F16L55/02. № 99021027 ; заявл. 23.02.1999 ; опубл. 15.02.2001. Бюл. № 1. 3 с.

421. Пушенко Я. В. Исследование влияния нерастворенного воздуха на основные параметры центробежных насосов : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Одесса, 1972. 23 с.

422. Расчёт гидравлического удара в водоводах вызываемого внезапным выключением электропитания насосных агрегатов («ГУ-5-МИ»). *Гипротис*. Вып. 1-37. М., 1968.

423. Рафаэлян Р. М. Анализ неуставившегося процесса в системе насос-трубопровод. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск : 1975. С. 130–142.

424. Рафаэлян Р. М. К вопросу о неуставившемся движении в трубопроводе, сопровождающемся отрывом потока. *Изв. АН АрмССР. Сер. Технические науки*. 1974. 27, № 15. С. 37–43.

425. Рафаэлян Р. М., Ашиянц Э. П. Определение минимального напора в нагнетательном трубопроводе при отключении электропитания насосного агрегата. *Изв. АН АрмССР. Сер. Технические науки*. 1982. т. XXXУ, № 1. С. 34–36.

426. А. с. 1068900 СССР : МПК G05D9/02. Регулятор уровня верхнего бьефа. № 3441807 ; заявл. 20.05.82 ; опубл. 23.01.84. Бюл. № 3. 4 с.

427. А. с. 943657 СССР : МПК G05D9/02. Регулятор уровня воды в гидротехнических сооружениях. № 2983083 ; заявл. 16.09.80 ; опубл. 18.07.82. Бюл. № 26. 4 с.

428. Редько Л. С. Определение надежности трубопроводных систем. *Известия ВУЗов. Строительство и архитектура*. 1979. № 5. С. 128–132.

429. Резник Э. А., Алышев Е. М. Применение вычислительной техники в гидромелиорации. М. : Колос, 1970. 127 с.

430. Рекомендации по определению коэффициентов сопротивления задвижек «Лудло» / В. А. Гурин, Ю. П. Евреенко. Одесса, 1980. 5 с.

431. Гарник В. К., Гринь Ю. И., Куделя Н. А. Рекомендации по применению арматуры мембранного типа на закрытых оросительных системах. Одобрена секцией «Организация и экономика водохозяйственного строительства и новая техника» НТС Минводхоза УССР 22 октября 1981 года. К. : УкрНИИГиМ, 1981. 77 с.

432. Рекомендации по проектированию автоматизированных насосных станций на закрытой оросительной сети. Киев : Укргипроводхоз, 1972. С. 57 с.

433. Геращенко Л. С., Гиря М. Г., Палишкин Н. А., руководство и общ. ред. Рекомендации по расчету гидравлического удара в закрытых напорных оросительных сетях: НТД 33.04.03.77. Срок введения 1978. 01. 01. К. : УкрНИИГиМ, 1977. 45 с.

434. Рожков А. Н., Глазунов Е. М. О методике определения силы, действующей на тарель обратного клапана. *Труды ВНИИ ВОДГЕО. Водоснабжение*. М. : 1972. Вып. 39. С. 154–157.

435. Рожков А. Н., Глазунов А. М. Исследование работы обратных клапанов при переходных процессах. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. М.: 1976. вып. 60. С. 130-139.

436. Рожков А. Н. Гидравлические и гидродинамические характеристики однодисковых обратных клапанов трубопроводов крупного диаметра и их работа в системах водоподачи. *Интенсификация и оптимизация городских и промышленных водоводов. Общество Знание*. 1973. С. 152–161.

437. Рожков А. Н. Гидравлические и гидромеханические характеристики обратных клапанов. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. М. : 1971. С. 197–208.

438. Рожков А. Н. и др. Обратные клапаны для автоматизированных насосных станций закрытых оросительных сетей с

дождевальными машинами «Фрегат», «Днепр» и «Волжанка». *Сб. Союзводпроект*. 1979. № 50. С. 64–70.

439. Рожков А. Н. Использование поворотных затворов новой конструкции на закрытых оросительных сетях. *Союзводпроект*. 1979. № 50. С. 104–112.

440. Рожков А. Н. Кавитационная устойчивость поворотных затворов с диаметром 100-200 мм с уплотнением по корпусу. *Труды ВОДГЕО. Научные исследования в области водоснабжения*. М. : 1979. С. 109–113.

441. Рожков А. Н. Методика расчёта гидравлического удара с учетом срабатывания обратных клапанов. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. 1976. Т. 60. С. 135–140.

442. Рожков А. Н. О возможности улучшения гидравлических и гидродинамических характеристик обратных клапанов существующих конструкций. *Труды ин-та ВОДГЕО. Водоснабжение*. М., 1972. Вып. 39.

443. Рожков А. Н. Определение инерционных характеристик обратных клапанов. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. М., 1974. Вып. 45. С. 3–6.

444. Рожков А. Н., Глазунов Е.М. Экспериментальная проверка эффективности средств защиты от гидравлических ударов при последовательной работе насосных станций. *Труды ВОДГЕО. Научные исследования в области водоснабжения*. М. : 1979. С. 142–146.

445. Рожков А. Н., Корниенко В. И., Крейчи У. Ф., Колосов В. В. Обратные клапаны с регулируемым закрытием. РУ 300, Ду. 1,6 Мпа. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1985. С. 9–11.

446. Розенплентер А. Э., Сычев В. С., Чернишёв С. П., Щур И. С. Основы технико-экономического анализа инженерных решений. Киев : Выща школа, Головное из-во, 1989. 126 с.

447. Розрахунок водоповітряних резервуарів для захисту водогонів від гідравлічного удару : посібник до ДБН В.2.4-1-99, «Меліоративні системи та споруди» ; затверджено Укрводпроект 05.06.1999 р. Київ : Ротапринт ВАТ Укрводпроект, 1999. 94 с.

448. Романенко Н. Т., Захаренко А. А., Гарник В. К. К обоснованию использования дифференцирующих устройств в гаси-

теле гидравлических ударов. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев: Урожай, 1981. № 52. С. 29–33.

449. Романько Н. И., Герасимов Г. Г. Моделирование неустановившегося движения жидкости в водоводе при остановке насоса. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск, 1975. С. 149–155.

450. Романько Н. И., Герасимов Г. Г. Экспериментальная установка для исследования неустановившегося движения в системе всасывающий трубопровод-робочий насос-напорный трубопровод. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск: 1975. С. 155-159.

451. Романько Н. И., Герасимов Г. Г., Сачук Н. И. Математическое моделирование для определения параметров неустановившегося процесса во всасывающем трубопроводе. *Мелиорация и водное хозяйство*. № 41. Киев : Урожай, 1971.

452. Романько Н. И., Герасимов Г. Г., Сачук Н. И. Экспериментальное определение динамического давления во всасывающем патрубке при пуске насоса. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1976. № 23. С. 88–91.

453. Романько Н. И., Сачук Н. И. Лабораторные исследования параметров неустановившегося движения воды во всасывающем трубопроводе при пуске насоса. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1977. № 25. С. 51–55.

454. Руднев С. С., Попов Л. Н. Перспективы развития гидромашиностроения. *Изв. ВУЗов. Машиностроение*, , 1970. № 4. С. 68–72.

455. Рудь А. М. Волновые процессы в оросительных трубопроводах при поливе дождевальными машинами «Фрегат». *Труды КСХИ. Гидравлика и гидротехника*. Кишинев, 1976. Том 166. С. 64–68.

456. Рудь А. М. Защита трубопроводов оросительных систем от гидравлических ударов. *Гидравлика и гидротехника*. Кишинёв : 1976. Т. 166. С. 69–72.

457. Рудь А. М. и др. Расчёт непрямого гидравлического удара в тупиковых оросительных сетях. *Гидравлика и гидротехника. Межвузовский сборник*. Кишинёв : КСХИ, 1977. С. 50–54.

458. Рудь А. М. Лабораторные исследования гидравлического удара в оросительных сетях с машинным водоподъемом.

Труды НИМИ. Новочеркасск : НИМИ, 1976. Т. XVIII. Вып. 5. С. 40–48.

459. Рудь А. М. Результаты исследований гидравлического удара в тупиковых оросительных сетях. *Труды НИМИ.* Новочеркасск : НИМИ, 1976. Т. XVIII. Вып. 5. С. 29–35.

460. Рудь А. М. Характеристики неустановившегося движения воды в трубопроводах оросительных систем. *Гидромелиорация и гидротехническое строительство.* Львов : Вища школа, 1980. Вып. 8. С. 44–47.

461. Рудь А. М., Филиппов Н. О. Надёжность работы закрытых оросительных систем. *Гидравлика и гидротехника.* Кишинёв, 1976. Т. 166. С. 69–72.

462. Руководство по защите напорных гидротранспортных систем от гидравлических ударов. ВСН 01-81. Тбилиси : Мецниереба, 1981. 152 с.

463. Руководство по применению гидротехнической трубопроводной арматуры на внутрихозяйственной сети. В/О Союзводпроект. М., 1983. 171 с.

464. Руководство по проектированию внутрихозяйственной оросительной сети для дождевальных машин «Фрегат» и «Волжанка». Минводхоз СССР. М. : 1973. 88 с.

465. Руководство по расчёту средств защиты от гидравлических ударов. ВНИИ ВОДГЕО. М. : 1970. 88 с.

466. Самарин В. М. Арматура для впуска и выпуска воздуха на трубопроводах закрытых оросительных сетей. *Сб. Союзводпроект.* 1979. № 50. С. 120–131.

467. Самарин В. М. Водовоздушный режим закрытых оросительных сетей. *Сб. Союзводпроект.* № 50. 1979. С. 113–119.

468. Сандигурский Д. М., Безроднов Н. А. Механизация поливных работ. М. : Колос, 1975. 304 с.

469. Сафаров Б. Е. Расчёты режимов регулирования гидроагрегатов на ЦВМ. М. : Энергия, 1964. 67 с.

470. Сафуэт Х., Полдер Ж. Экспериментальные и теоретические исследования отрыва столба жидкости. *ТОИР.* 1973. № 1. С. 163–169.

471. Сахаров И. Ю. Совершенствование методов расчета переходных процессов в протяженных водоводах со значитель-

ным геодезическим напором : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.16. М. : 2014. 30 с.

472. Сачук Н. И. Влияние длины всасывающего трубопровода на пуск насосного агрегата. *Гидравлика и гидротехника* 1981. № 33. С. 73–78.

473. Сергеев А. И. Противоударный гидравлический клапан. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай. 1973. Вып. 25. С. 53–58.

474. Сергеев М. П. О работе пружинных и рычажных предохранительных клапанов. *Исследование по гидравлике водопроводных сетей и насосных станций*. М. : Гос. изд-во по стр.-ит. и арх., 1954. С. 133–160.

475. Сигорский В. П. Математический аппарат инженера. Киев : Техника, 1977. 763 с.

476. Симонян Ю. А. Об отрицательном гидравлическом ударе при больших напорах. *Тр. Арм. НИИ вод. проблем и гидротехники*. 1972. 2 (7). С. 393–399.

477. Скобельцин Ю. А. Расчёт калиброванных отверстий-гасителей гидравлических ударов в трубопроводах. *Гидравлика сооружений оросительных систем*. Новочеркасск : 1978. Т. ХУШ. Вып. 5. С. 20–22.

478. Скрицкий Л. Г., Свинухов Б. И. О влиянии содержания воздуха в водяных системах теплоснабжения на скорость распространения волн возмущения. *Изв. ВУЗов. Строительство и архитектура*. 1970. № 8. С. 133–137.

479. Скурихин В. И., Шифран В. Б., Дубровский В. В. Математическое моделирование. Киев : Техника, 1983. 270 с.

480. Слиссский П. М. Воздушный колпак как устройство для борьбы со скоростью повышения давления при гидравлическом ударе. *Труды МЭИ. Техническая гидромеханика*. М. : 1975. Вып. 266. С. 50–56.

481. Слиссский П. М. Гидравлические расчеты напорных оросительных систем с регулированием по нижнему бьефу. *Труды Московского энергетического института*. 1974. Вып. 203. С. 134–139.

482. Слиссский С. М. Гидравлика зданий гидроэлектростанций. М. : Энергия, 1970. 424 с.

483. Слиссский С. М. Гидравлические расчеты высоконапорных гидротехнических сооружений : учебное пособие для вузов. М. : Энергия, 1979. 336 с.

484. Смирнов В. И. Курс высшей математики. М. : Гос. изво техн. лит-ры, 1954. Т. 1. 472 с.

485. Смирнов В. И. Курс высшей математики. М. : Наука, 1974. Т. 2. 655 с.

486. Смирнов Д. Н. Гидравлический удар, сопровождающийся кавитацией потока (экспериментальные исследования). *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 118–122.

487. Смирнов Д. Н. Исследования гидравлического удара в напорных водоводах насосных станций. *Исследования по гидравлике водопроводных сетей и насосных станций*. М. : Госстройиздат, 1954. С. 89–160.

488. Смирнов Д. Н. О гидравлическом ударе на насосных установках низкого давления. *Гидротехника и мелиорация*. 1954. № 9. С. 48–55.

489. Смирнов Д. Н. Пуск насосов при открытой задвижке на напорной линии. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1962. № 2. С. 24–28.

490. Смирнов Д. Н. Фактические данные о гидравлическом ударе в трубопроводе значительной длины. *Гидротехническое строительство*. 1952. № 9. С. 29–33.

491. Смирнов Д. Н., Зубов Л. В. Гидравлический удар в напорных водоводах. М. : Стройиздат, 1975. 125 с.

492. Смирнов Д. Н., Зубов Л. В. Некоторые вопросы переходного режима течения вязкой жидкости в трубах. *Труды Гидр. лаб. ВНИИ ВОДГЕО*. 1965. сб. 11. С. 246–263.

493. Смирнов Д. Н., Зубов Л. В. О максимальном повышении давления при гидравлическом ударе с разрывом сплошности потока в горизонтальном трубопроводе. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. 1968. Вып. 21. С. 86–91.

494. Смыслов В. В. Гідравліка і аеродинаміка. Київ : Вища школа, 1971. 348 с.

495. СНИП П-31-76. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. М. : Стройиздат, 1978. С. 45–190.

496. Содномова С. Д. Скорость распространения волны гидравлического удара при нарушении сплошности потока в трубопроводах. *Изв. ВУЗов. Энергетика*. 1977. № 3. С. 97–101.

497. Соколов Б. А., Арефьев Н. В. Расчёт гидравлического удара в жидкости насыщенной газом. *Водопроводные сети и сооружения. Ленинград. Инж. строит. ин-т. межвузов. тем. сборник*. 1979. С. 62–68.

498. Соколовский И. Б. Теория гидравлического удара в трубах и эффективность защитных устройств. *Вопросы теории подъёмно-транспортных машин*. Уральск. политехн. ин-т. Свердловск : Машгиз, 1950. № 1. С. 5–73.

499. Соколовский С. В. и др. Определение периода гидравлического удара при нарушении сплошности потока и построение диаграммы давления. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1975. № 20. С. 123–128.

500. Соколовский С. В., Лищенко С. И. О скорости движения волны гидравлического удара при нарушении сплошности потока в трубопроводе. *Гидравлика и гидротехника*. Киев: Техника, 1972. № 14. С. 31–35.

501. Соколовский С. В., Лищенко С. И. Повышение давления в трубопроводе от гидравлического удара при нарушении сплошности потока. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1974. № 18. С. 3–7.

502. Соколовский С. В., Степанов В. Н. Защита напорных трубопроводов оросительных систем от гидравлического удара с помощью воздушных клапанов. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1981. № 33. С. 64–67.

503. Соколовский С. В., Степанов В. Н. Определение объёма воздушно-гидравлического котла на основании зависимостей гидравлического удара. *Гидромелиорация и гидравлическое строительство*. Львов : Вища школа. 1984. № 12. С. 50–53.

504. Солнышков В. А., Герасимов Г. Г. Переходные процессы в лопастных насосах. *Лопастные насосы*. Л. : Машиностроение, 1975. С. 230–235.

505. А. с. 712600 СССР : МПК F16L55/04. Способ предотвращения гидравлического удара. № 2675577/29-08 ; заявл. 19.06.78 ; опубл. 30.01.80. Бюл. № 4.

506. Справочник по гидравлическим расчетам / П. Г. Киселев, А. Д. Альтшуль, Н. В. Данильченко ; под ред. П. Г. Киселева. Изд. 4-е, переработ. и доп. М. : Энергия, 1972. 312 с.

507. Справочник пор расчетам гидравлических и вентиляционных систем / под ред. А. С. Юрьева. С-Пб: АНО НПО Мир и семья, 2001. 1154 с.

508. Средства противоударной защиты трубопроводных систем теплоснабжения от гидроударов, недопустимых пульсаций давления и вибрации. URL: www.irimex.ru (дата звернення: 20.02.2020).

509. Стабілізатор тиску : пат. на корисну модель. 100773 Україна : МПК F16L55/04. № 201501474 ; заявл. 20.02.2015 ; опубл. 10.08.2015. Бюл. № 15.

510. Стабілізатор тиску : пат. на корисну модель. 101407 Україна : F16L55/04. № 201502510 ; заявл. 20.03.2015 ; опубл. 10.09.2015. Бюл. № 17.

511. Стабілізатор тиску : пат. на корисну модель. 92422 Україна : F16L55/04. № 201403401 ; заявл. 03.04.2014 ; опубл. 11.08.2014. Бюл. № 15.

512. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. Теория конструирования и применение / пер. с англ. М. : Гос. н.-т. из-во машиностр. л-ры, 1960. 463 с.

513. Степанов М. П., Марков А. Г. Разработка и лабораторные испытания конструкции ограничителя гидравлических ударов. *Гидротехнические сооружения и русловая гидротехника*. Новочеркасск : 1983. С. 174–173.

514. Степанов П. М., Овчаренко И. Х., Скобелыцын Ю. А. Справочник по гидравлике для мелиораторов. М.: Колос, 1984. 207 с.

515. А. с. 1416085 СССР : МПК A01G25/06. Стояк гідранта. № 4189258 ; заявл. 02.02.87 ; опубл. 15.08. 88. Бюл. № 30. 2 с.

516. А. с. 1161012. СССР. Стояк оросительного гідранта. опубл. 1985. Бюл. № 22.

517. Сукач С. П. Пуск центробежных насосов при открытой задвижке. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1986. № 10. С. 20–24.

518. Сулименко В. В. Разработка методов предупреждения аварийных ситуаций в системах городской инфраструктуры : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.26.02. М., 2007. 19 с.
519. Сурин А. А. Вопросы водоснабжения. Гидравлический удар в водопроводах. *Сб. тр. ЛИИЖТа*. 1967. Вып. 264. 130 с.
520. Сурин А. А. Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним. М. : Трансжелдориздат, 1946. 371 с.
521. Сурин А. А. Гидравлический удар в наклонных трубопроводах. *Тр. ЛИИЖТа*. 1964. Вып. 22. С. 3–30.
522. Сурин А. А., Дикаревский В. С. Конструкции и расчёт вантузов и воздушных клапанов для напорных водоводов. *Тр. ЛИИЖТа*. 1964. Вып. 22. С. 30–44.
523. Сурис П. Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок. М. : Энергоиздат, 1982. 192 с.
524. Сырицын Т. А. Надёжность гидро- и пневмопривода. М. : Машиностроение, 1981. 216 с.
525. Сырицын Т. А. Эксплуатация и надёжность гидро- и пневмоприводов. М. : Машиностроение, 1990. 248 с.
526. Танахаши Т., Андо Т. Теоретические формулы для расчёта времени запаздывания между остановкой насоса и закрытием обратного клапана и величины обратного потока / пер. с англ. ВИНТИ Пер. № Ц-853. 31 с. Takahiko Tanahashi, Tsunego Ando. *Proceeding of the Fujihara Memorial Faculty of Engineering Kato University*. 1970. У. 23. № 1. Р. 1–20.
527. Тарасевич В. В. Влияние некоторых факторов на величину гидравлического удара при разрыве сплошности потока. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск, НИМИ, 1975. С. 122–127.
528. Тарасевич В. В. Метод контрольных точек для гидравлического удара, сопровождающегося кавитацией потока жидкости. *Труды НИМИ*. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 47–60.
529. Тарасевич В. В. О максимальном давлении при гидравлическом ударе, сопровождающемся разрывом сплошности потока. *Гидротехническое строительство*. 1980. № 8. С. 15–18.
530. Тарко Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах. М. : Машиностроение, 1973. 167 с.

531. Татарин Р. А. Исследование работы вакуум-срывных устройств. *Труды ВНИИ ВОДГЕО, Водоснабжение*. М. : 1972. Вып. 39. С. 246–254.

532. Татура А. Е. Влияние тупиковых отводов на величину гидравлического удара в магистрали. *Труды ЛИИЖТа*. 1971. С. 124–131.

533. Татура А. Е. Потери энергии при перемещении волны гидравлического удара по трубопроводу. *Сб. тр. ЛИИЖТ*. 1970. Вып. 310. С. 76–82.

534. Татура А. Е., Лямаев Б.Ф., Нелюбов В. А. Расчёт гидравлического удара, сопровождающегося разрывом сплошности потока. *Сб. тр. ЛИИЖТа*. 1976. Вып. 333. С. 44–50.

535. Тензометрия в машиностроении : справочное пособие / Р. А. Макаров, А. Б. Ренский, Г. Х. Боркунский, М. И. Этингф; под ред. Р. А. Макарова. М. : Машиностроение, 1975. 288 с.

536. Теория подобия и размерностей. Моделирование / П. М. Алабужев, В. Б. Геронимус, Л. М. Минкевич, Б. А. Шеховцев. М. : Высшая школа, 1968. 206 с.

537. Терских В. В. Исследование динамических свойств клапана-гасителя гидравлических ударов. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Техника, 1976. Вып. 36. С. 72–77.

538. Тилен Х. Явление гидравлического удара в трубопроводах и их расчёты. 36 с. / пер. с нем. ВЦП № Ц-14336. *Thielen H. Rohre – Rohrleitungsbau – Rohrlitungs*. 1972, 11, № 4. С. 237–246.

539. Тимофеева Е. Т. Выбор средств защиты водоводов от гидравлических ударов. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. 1976. Т. 60. С. 141–144.

540. Тимофеева Е. Т. Использование клапанов для впуска и заземления воздуха с целью борьбы с гидравлическими ударами. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1965. № 12. С. 24–25.

541. Тимошенко Г. М. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах. Киев-Донецк : Вища школа, 1986. 127 с.

542. Ткачук О. А. Удосконалення систем подачі та розповсюдження води населених пунктів : монографія. Рівне : НУВГП, 2008. 301 с.

543. Трозян Р. Е. Восстановление напора, затраченного на трение при гидравлическом ударе. *Сборник научных трудов. Ереванский политехн. ин-т*. Ереван, 1965. Т. 22. С. 33–38.

544. Тянь Г. Н., Бакало В. Н. Противоударное устройство для систем пастбищного водоснабжения. *Гидротехника и мелиорация*. 1983. № 9. С. 70–72.

545. Уайлер М. Е., Стритер В. Л., Ларсен П. С. Исследование влияния кавитационных пузырьков на потерю количества движения в трубе при неустановившемся движении. *ТОИР*. 1971. № 1. С. 1–10.

546. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины. Харьков : Изд-во Харьковского ун-та, 1966. 399 с.

547. Угрюмов А. В. и др. Эксплуатация широкозахватных дождевальных машин. М. : Колос, 1974. 104 с.

548. Уйгерян Д. С., Хатфилд Ф. Д., Штукенбук С. Анализ гидравлических и упругих переходных процессов в трубопроводах методом характеристик. *ТОИР*. 1988. № 1. С. 262–267.

549. Указания по защите водоводов от гидравлического удара. ВНИИ ВОДГЕО. М. : Госстройиздат, 1961. 227 с.

550. Усаковский В. М., Либеров В. Г. К определению скорости распространения упругой волны в водо-воздушной смеси. *Научн. тр. по электриф. с.-х.* 1970. Вып. 25. С. 48–59.

551. А. с. 1124151 СССР : МПК F16L55/02. Устройство для гашения гидравлических ударов. № 3481639 ; заявл. 17.08.82 ; опубл. 15.11.84. Бюл. № 42. 3 с.

552. А. с. 1476200 СССР : МПК F04D15/02. Устройство управления насосом. № 4215950 ; заявл. 25.03.87 ; опубл. 30.04.89. Бюл. № 16. 2 с.

553. Фартуков В. А. Исследование нестационарных гидравлических процессов в напорных трубопроводах мелиоративных систем : автореф. дис. ... канд. техн. наук. МГМИ. М. : 1932. 20 с.

554. Фартуков В. А. Методы расчетов воздушных колпаков-гасителей гидравлического удара. *Труды МГМИ*. 1979. Вып. 55. С. 142–150.

555. Фартуков В. А. Экспериментальные исследования гидравлического удара в разветвленной сети. *Труды МГМИ*. 1979. № 61. С. 130–139.

556. Филипов Н. О., Рудь А. М., Филипова Г. А. Универсальный гаситель гидравлических ударов для закрытых оросительных систем. *Совершенствование технологических процессов на мелиоративных системах*. Кишинев : КСХИ, 1981. С. 12–17.

557. Филиппов Н. О., Рудь А. М. Исследования гидравлического удара в полевых трубопроводах закрытой оросительной сети в условиях применения дождевальных машин «Фрегат». *Научные исследования по гидротехнике в 1973 году*. Л. : Энергия, 1974. Т. 1.

558. Филиппов Н. О., Рудь А. М. Натурные исследования гидравлического удара в закрытых оросительных системах. *Труды КСХИ. Межвузовский сборник. Гидравлика и гидротехника*. Кишинёв : КСХИ, 1975. Т. 150. С. 99–103.

559. Фишгал Г. В., Исследования расширения парогазовой полости при гидравлическом ударе. *Заводская лаборатория*. 1975. 41, № 4. С. 448–450.

560. Фокс Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / пер. с англ. М. : Энергоиздат, 1981. 248 с.

561. Фомин Г. В. Повышение эффективности применения асбестоцементных труб для оросительных систем. *Современные оросительные системы и пути их совершенствования*. М. : 1974. Вып. 1. С. 205–210.

562. Фомин Г. Е., Алдошкин А. А., Евсеева Л. В. Опыт применения асбестоцементных трубопроводов для подачи воды к машинам «Фрегат» и «Волжанка». *Гидротехника и мелиорация*. 1973. № 11. С. 59–62.

563. Фомин Г. Е., Давшан С. М., Ганиатов Г. И. Экспериментальные исследования динамики давления в закрытых автоматизированных оросительных системах. *Сб. тр. МГМИ*. 1974. Вып. 4. С. 254–265.

564. Хата К. Гидравлический удар в трубопроводе 41 с. / пер. с япон. Хайкан гидэюцу ВЦП. Пер. № Ц-14332. Т. 10, 1963. С. 150–164.

565. Хильчевский В. В. и др. Надёжность трубопроводной пневмогидроарматуры. М. : Машиностроение, 1989. 208 с.

566. Холмбоу Е. Л., Руло В. Т. Влияние вязкого трения на распространение сигнала в гидравлических линиях. *ТОИР*. 1967. № 1. С. 202–209.

567. Хоси М. Явление гидравлического удара в насосных установках и его предупреждение. Части 4, 5, 6. 50 с. / пер. с япон. Помпу Кодаку. ВЦП. Пер. Ц-6344. 1970. Т. 6. С. 412–418. Т. 7. С. 475–483. Т. 8. С. 542–450.

568. Цикерман Л. Я. Защита напорных трубопроводов. М. : МКХ РСФСР, 1954. 216 с.

569. Цуканова Е. А., Баржанский Е. Е., Рахманов Ж. Р. Определены коэффициенты потерь цилиндрических клапанов. *Сб. Механика машиностроения*. М. : Наука, 1975. Вып. 49. С. 77–84.

570. Цырульников А. Л. Гидравлические аспекты надёжности водонапорных систем. *Сб. научн. Тр. ЮжНИИГиМа*. 1977. № 26. С. 21–26.

571. Чалий Б. И. Расчёт автоматического регулятора уровня диафрагменного типа. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1973. Вып. 27. С. 90–95.

572. Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. М. : Недра, 1975. 296 с.

573. Чимидов П. П. Диаграммы для расчёта протиударных гидравлических колпаков направленного действия. *Сб. трудов МГМИ. Гидравлика безнапорных и напорных потоков*. М. : 1983. С. 84–100.

574. Числов В. И. Исследование работы гасителей гидравлических ударов в условиях разрыва сплошности потока. *Труды НИИИ*. Новочеркасск : 1973. Т. 15. № 8. С. 45–57.

575. Чугаев Р. Р. Гидравлика: учеб. для вузов. Л. : Энергия, 1975. 600 с.

576. Чумак Г. А. О влиянии нерастворенного газа на величину гидроудара при заполнении трубопровода. *Космические исследования на Украине. АН УССР*. Киев : Наукова думка, 1932. С. 13–17.

577. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства автоматики. М. : Машиностроение, 1979. 212 с.

578. Шавин А. Ф., Померанец В. П., Хорев В. М. Эксплуатационная надёжность оросительных систем. Киев : Будивельник, 1982. 64 с.

579. Шевченко А. В. О причинах отказов закрытых оросительных систем в период эксплуатации. *Гидротехника и мелиорация*. 1986. № 9. С. 46–49.

580. Шевченко А. В., Лелявский В. В. Выбор труб для оросительных систем с дождевальными машинами «Днепр». *Экспресс-информация*. М. : ЦБНТИ Минводхоза СССР, 1972. Сер. 1. Вып. 5. С. 12–16.

581. Штеренлихт Л. В. Гидравлика : учебник для вузов. М. : Энергоатомиздат, 1984. 640 с.

582. Штурмин А. Б., Белов В. А. Затухание волн давления в трубопроводах при перекачке гиджкостей. *Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья*. 1972. № 2. С. 6–8.

583. Шульгин В. В. Гидравлический удар при наличии воздуха в трубе. *Вестник машиностроения*. 1975. № 5. С. 9–11.

584. Шульгин В. В., Суздальцев В. Е. Об инерционном напоре при гидравлическом ударе. *Сборник научно-методических статей по гидравлике*. 1981. № 4. С. 73–78.

585. Шушкевич В. А. Основы электротензометрии. Минск : Вышейш. школа, 1975. 352 с.

586. Щавелев Л. С. О программном регулировании повышения давления в турбинном трубопроводе при гидравлическом ударе. *Известия ВУЗов. Энергетика*. 1963. № 4. С. 94–100.

587. Щапов Н. М. Предвидение турбинных режимов у лопатных насосов. *Гидротехническое строительство*. 1951. № 4.

588. Щапов Н. М. Расчёт гидравлического удара на гидростанциях. *Гидротехническое строительство*. 1936. № 8. С. 5–10.

589. Щапов Н. М. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. М.-Л. : Госэнергоиздат, 1961. 319 с.

590. Щапов Н. М. Характеристика насосотурбин и потеря насосом привода. *Сборник трудов ВИГМ. ОНТИ*, 1938. Вып. 8.

591. Щиголев Б. М. Математическая обработка наблюдений. М. : Наука, 1969. 344 с.

592. Эпштейн Л. А. Кавитация и возможность её теоретического изучения как сверхзвукового течения гипотетической жидкости. *Труды ЦАГИ*. 1946. № 584. 24 с.

593. Эрозия / пер. с англ. ; под ред. К. Прис. М. : Мир, 1982. 464 с.

594. Эфендиев Н. Г. Экспериментальные исследования по определению величины гидравлического удара в двухфазном потоке. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1981. № 6. С. 44–46.

595. Яворский Б. М., Детлаф А. А., Справочник по физике для инженеров и студентов вузов. М. : Гос. изд-во физ-мат лит-ри, 1962. 608 с.

596. Яковлев Н. П. Гидравлический удар в трубопроводах, возникающий при некоторых условиях в пусковой период. *Труды ВНИИГиМ*. М., 1965. Вып. 43. С. 85–95.

597. Яковлев Н. П. Исследования гидравлического удара, возникающего в пусковой период в трубопроводах периодического действия. *Сб. трудов Саратовского политехнического ин-та*. Саратов, 1965. Вып. 24. С. 250–262.

598. Яковлев Н. П. Исследования движения воздушных скоплений в трубопроводах. *Труды ВНИИГиМ*. М., 1964. Том 44. С. 52–60.

599. Яковлев Н. П., Сяткин С. С., Шейко В. Д. Характер гидравлического удара, возникающего в закрытой сети при различном времени закрытия (открытия) задвижки. *Мелиорация земель Поволжья*. М., 1979. С. 115–119.

600. Яковлев Н. П., Сяткин С.С. Опыт группового использования машин «Фрегат». *Гидротехника и мелиорация*. 1978. № 9. С. 65–68.

601. Яньшин Б. И. Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. М. : Машиностроение, 1965. 259 с.

602. Яньшин Б. И. Обтекание потоком клапана дискового затвора и силовые воздействия потока на клапан. *Энергомашиностроение*. 1958. № 5. С. 6–9.

603. Яньшин Б. И., Кондрашова Н. А. Местные понижения давления при обтекании клапанов различных затворов (регуляторов потока). *Изв. ВУЗов. Машиностроение*. 1976. № 6. С. 59–63.

604. Яременко О. В. Испытания насосов: справочное пособие. М. : Машиностроение, 1976. 225 с.

605. Baltzer R. A. Column separation accompanying liquid transients in pipes. *Trans / ASME*, 1967, D89, № 4. P. 837–846.

606. Batta I. Calculation of water hammer phenomena by automatic sequence controlled digital computers. p. 1. *Acta Technica. Academiae scientiarum hungaricae*. T. 51. № 1-2. Budapest, 1965. P. 3–29.

607. Batta I. Calculation of water hammer phenomena by automatic sequence controlled digital computers; Part I: Basic principles, equations and formulae. *Acta technica. Academiae scientiarum hungaricae*. T. 51. № 1-2. Akademiai KIADO, Budapest, 1965. S. 3–29.

608. Brown R. J. Water-column separation at two pumping plants. *Trans. ASME*, 1969, d 90, № 4. P. 521–531.

609. Cazacu M. D. La similitude hydrodynamique concernant le phenomene du coup de belier. *Rev. roumaine sci.techn. ser. mec. appl.*, 1967, 12, № 12. P. 317–327.

610. Chabot J. Protection des conduits de refoulement contre les coups de be'lier. *L'eau*, 1959. T. 46, № 2. P. 33–40.

611. Review of Water Hammer Theory and Practice / Mohamed S. Chidaoul, Ming Shao, Duncan A. Mcinnis, David H. Axworthy. *Applied Mechanics Reviews*. Copyright by ASME; January 2005, Vol. 58. P. 49–76.

612. Das S. C. Jayraman N. A quantitative study of water-hammer technique. *Sci. and Engn. Res.* 1968. 12. № 1. P. 25–38.

613. Dohnalik K. Tlymienie uderzen wodnych w przewodach wodociagowych. *Gaz, woda i technika sanitarna*. 1972, cz. 1, r. 46, № 3. P. 83–88.

614. Dohnalik K. Tlymienie uderzen wodnych w przewodach wodociagowych. *Gaz, woda i technika sanitarna*. 1972, cz. II, r. 46, № 3. P. 122–127.

615. Dolter T. R. Les «coups de belier» dans les circuits hydrauliques. *Usine automation la fluidique*. 1969, № 33. P. 36–39.

616. Dolter T. R. Comment combattre les «coup de belier» dans les circuits hydrauliques. *Usine automation*. 1969, № 33. P. 33–38.

617. Ellis J. Method of characteristics applied to water hammer problems in undergraduate teaching. *Int. J. Mech. Eng. Educ.* 1975, V. 3, № 3. P. 241–248.

618. Evangelisti G. Waterhammer analysis by the method of characteristics (I). *Energia elettr.* 1969, V. 46, № 10. P. 673–692.

619. Evangelisti G. Waterhammer analysis by the method of characteristics (II). *Energia elettr.*, 1969, V. 46, № 11. P. 759–771.

620. Evangelisti G. Waterhammer analysis by the method of characteristics (III). *Energia elettr.*, 1969, V. 46, № 10. P. 838–858.

621. Evangelisti G., Boari M., Guerrini P., Rossi R. Some applications of waterhammer analysis by the method of characteristics. *Energia elettr.*, 1973, V. 50, № 1. P. 1–12.

622. Evangelisti G., Boari M., Guerrini P., Rossi R. Some applications of waterhammer analysis by the method of characteristics. *Energia elettr.*, 1974, V. 51, № 6. P. 309–324.

623. Everett S. W. A fail-safe method of water hammer elimination. *Irrigation Engineering and Maintenance*. 1967, March. P. 22–24.

624. Everett W. S. A fail-safe method of water hammer elimination. *Irrigation. Engineering and Maintenance*. March, 1967. P. 22–24.

625. Jeager C. Water hammer caused by pumps. *Water hammer caused by pumps. Water power*. 1959, July. P. 259–266.

626. Kalkwijk I. P., Kranenburg C. Cavitation in horizontal pipelines due to water hammer. *Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civ. Eng.* 1971. V. 97, № 10. P. 1585–1605.

627. Kaplan M., Belonogoff G., Wentworth R. C. Economic methods for modeling hydraulic transient simulation. *International conference on pressure surges*. 6–8 september 1972. P. A4-33–A4-38.

628. Kawashina G. An experimental study on flat disk valves. *Bull. JSME*. 1976. V. 19, № 130. P. 420–425.

629. King J. S. Acoustic signal during hydraulic fracturing. *Department of Mechanical and Aerospace Engineering*. Morgantown, West Virginia, 1999. 78 p.

630. Hydraulics of Pipeline Systems / Bruce E. Larock, Poland W. Jeppson, Garry Z. Watters. Boca Raton, London, New York, Washington : CRC Press, 1999. 533 p. ISBN 0-5493-1806-8.

631. Larsen T. Water Hammer in Pumped Sewer Mains. *Aalborg: Department of Civil Engineering. Aalborg University : DCE Lecture Notes? № 29*. 51 p.

632. Levin L. Mouvement permanent dans une conduit force ou coups de belier. *Le gente civil*, octobre 1969. T. 146, № 10. P. 499–505.

633. Ludewig D. Beitrag zur energetischen Betrachtung der Druckstoberscheinungen in Rohrleitungen. *Wasserwirtschaft-Wassertechnik*. 1969, Bd 19, № 6. S. 203–209.

634. Miyashiro H. Water hammer analysts for pumps in parallel operation. *Bull. ISME*, 1962, v/ 5, № 19. p.479-484.

635. Parmakian J. Pressure surges at larges at pump installations. *Trans. ASME*, 1953, v. 75, № 6. p. 995-1006/

636. Pearson G. H. The relative opening and closing forces appropriate to various types of valves. *Fluid Handling*. 1964, May. P. 177–188.

637. Pejovic S., Grozdanic S/ Waterhammer in installations with seneral pumps. *Fluid. Mech and Fluid Mach : Proc. 3rd Conf.* Budapest, 1969. P. 462–468.

638. Sairia M. D., Sarma A. K. Simulation of Water Hammer Flows with Unsteady Friction Factor / Mini Das Sairia, Arup Kumar Sarma. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*. Vol. 1, № 4. December, 2006. P. 35–40.

639. Streeter V. L. Water hammer analysis. *Journal of the hydraulics division Proceedings of the American Society of Civil Engineers*. T. 95, November, 1969. S. 1969–1971.

640. Streeter V. L. Water hammer analysis with nonlinear frictional resistance. *The University of Michigan Ann Arbor*. Michigan : U.S.A. P. 431–453.

641. Tanahashi T., Ando N. On the theoretical formulas for calculating the valve and the quantity of reverse flow. *Pros. Fujihira Mem. Fac. Eng. Koto Univ.*, 1970, V. 23, № 1. P. 1–20.

642. Analysis of the Hydraulic Transient in a Pipe Equipped with an Air-chamber / Tahahiko Tanahashi and Eiji Kasahara. *Bulletine JSME*. 1969. V. 19, № 54. S. 1380–1387

643. Tanahashi T., Kazahara E. Analysis of the hydraulic transient in a pipe equipped with an air-chamber. *Bull. < FSME*. 1969, V. 12, № 54. P. 1380–1387.

644. Tanahashi T., Kazahara E. Analysis of the waterhammer with water column separation. *Bull.* V. 12, № 50. P. 206–214.

645. Thirriot C. Transient movement resulting from pump stopping. *Mech and Fluid Mach* : Proc. 3rd Conf. Fluid. Budapest, 1969. P. 680–686.

646. Water Hammer Arresters. ***Standart PDI-WH 201***. Revised 2017. The plumbing and drainage institute. Copyright, 2017. 36 p.

ДОДАТОК А

Коефіцієнти аналітичних залежностей для повних чотирьоквadrантних відносних приведених характеристик насоса

Повні характеристики насоса представляються в двох системах відносних приведених координат

$$\frac{h}{v^2}, \quad \frac{m}{v^2}, \quad \frac{q}{v} \quad \text{і} \quad \frac{h}{q^2}, \quad \frac{m}{q^2}, \quad \frac{v}{q}$$

Для досягнення необхідної точності апроксимації повні характеристики насоса розбиваються на вісім ділянок наступним чином;

1 ділянка (нормальний насосний режим)	$0 < q/v < 1,5$
2 ділянка (перший гальмівний режим)	$-1 < q/v < 0$
3 ділянка (перший гальмівний режим)	$-1 < v/q < 0$
4 ділянка (турбінний режим)	$0 < v/q < 1$
5 ділянка (турбінний, гальмівний режим)	$0 < q/v < 1$
6 ділянка	$-1 < q/v < 0$
7 ділянка	$-1 < v/q < 0$
8 ділянка	$0 < v/q < 1$

При розрахунках перехідних процесів, які виникають при раптовому вимиканні електродвигунів насосів, використовуються повні характеристики тільки на перших п'яти ділянках. Для осьових насосів коефіцієнти аналітичних залежностей визначаються для кожного розворота лопатей робочого колеса. Перша ділянка характеристик розбивається на дві додаткових ділянки: 1а і 1б. Граничне значення аргумента, яке відповідає переходу від попередньої ділянки до наступної, позначаються $(q/v)_{\text{гр}}$ або $(v/q)_{\text{гр}}$. Аргументу q/v надається ознака $\xi = 1$ і аналітичні вирази

для напірної і моментної характеристик мають наступний вигляд:

$$\frac{h}{\nu^2} = A_o + A_1 \frac{q}{\nu} + A_2 \left(\frac{q}{\nu} \right)^2 + A_3 \left(\frac{q}{\nu} \right)^3, \quad (\text{A1.1})$$

$$\frac{m}{\nu^2} = B_o + B_1 \frac{q}{\nu} + B_2 \left(\frac{q}{\nu} \right)^2 + B_3 \left(\frac{q}{\nu} \right)^3. \quad (\text{A1.2})$$

Аргументу ν/q надається охнака $\xi = 0$ і аналітичні вирази для для напірних і моментних характеристик мають наступний вигляд:

$$\frac{h}{q^2} = C_o + C_1 \frac{\nu}{q} + C_2 \left(\frac{\nu}{q} \right)^2 + C_3 \left(\frac{\nu}{q} \right)^3, \quad (\text{A1.3})$$

$$\frac{m}{q^2} = D_o + D_1 \frac{\nu}{q} + D_2 \left(\frac{\nu}{q} \right)^2 + D_3 \left(\frac{\nu}{q} \right)^3, \quad (\text{A1.4})$$

Коефіцієнти аналітичних залежностей, границі ділянок і ознаки аргументів приведені в наступних таблицях для осьовиз насосів типорозмірів Оп 2, Оп 3, Оп 5, Оп 7, Оп 10, Оп 11, і для відцентрових насосів з одностороннім входом, які мають наступні коефіцієнти швидкохідності: 110, 120, 140, 170 об/хв.

Таблиця А1.1

Коефіцієнти аналітичних залежностей, границі ділянок, ознаки
виду аналітичних залежностей для повних відносних
приведених характеристик відцентрових насосів
з одностороннім входом

№ ділянки	Позначення	$n_s = 110$ об/хв	$n_s = 120$ об/хв	$n_s = 140$ об/хв	$n_s = 170$ об/хв
1	2	3	4	5	6
1	A_o	1,3333	1,1226	1,2111	1,1586
	A_1	-0,93958	0,44197	0,12886	-0,16542
	A_2	-0,12433	-0,58558	-0,19247	0,26820
	A_3	-0,11576	-3,0409	-0,15054	-0,26156
	B_o	0,39100	0,37447	0,41915	0,54973
	B_1	0,38263	0,88092	0,22973	0,18259
	B_2	0,74039	-0,13491	0,84854	0,46866
	B_3	-0,51034	-0,12048	-0,50028	-0,19761
	$(q/v)_{гр.}$	0	0	0	0
2	ξ	1	1	1	1
	A_o	1,3294	1,1183	1,2047	1,1577
	A_1	0,08186	0,33520	0,36384	0,070524
	A_2	0,95695	1,4210	1,6001	1,1702
	A_3	-0,15748	-0,093322	0,26057	0,35195
	B_o	0,38880	0,37018	0,41061	0,54935
	B_1	0,40307	0,80187	0,45906	0,17643
	B_2	1,1584	1,6910	1,4107	0,77615
	B_3	-0,25413	0,045303	-0,083658	-0,15315
3	$(q/v)_{гр.}$	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1
	C_o	0,84378	0,93993	0,96434	0,74199
	C_1	-0,83138	-0,65216	-0,61353	-0,18940
	C_2	0,72122	0,77715	0,096241	0,23061
	C_3	-0,0022784	0,070750	-0,49720	-0,73203
	D_o	0,91182	0,88507	1,0286	0,93362
	D_3	-0,42022	-0,38633	-0,14826	0,073362
	D_2	0,18802	-0,25036	0,60518	0,90045
3	D_3	0,13893	-0,20397	0,31862	0,44651
	$(v/q)_{гр.}$	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0

продовження табл. А1.1

1	2	3	4	5	6
4	C_o	0,83929	0,93964	0,96389	0,73996
	C_1	-0,83209	-0,87711	-0,47522	-0,27586
	C_2	1,1861	1,0540	0,33297	0,41183
	C_3	-0,084726	-0,049250	0,21463	-0,12306
	D_o	0,90977	0,88375	1,0302	0,94137
	D_3	-0,39087	-0,19196	-0,28664	0,13957
	D_2	0,25156	-0,092689	0,10946-	-0,70888
	D_3	-0,092077	-0,036801	0,13432	0,081317
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	1	1	1	1
5	ξ	0	0	0	0
	A_o	0,68045	0,61039	0,54976	0,41904
	A_1	0,099347	0,58587	0,31196	0,075592
	A_2	-0,13691	-0,69595	-0,36804	0,058724
	A_3	0,45633	0,56693	0,54569	0,19990
	B_o	-0,37826	-0,43973	-0,52538	-0,65172
	B_1	0,96521	0,95913	1,1228	1,0486
	B_2	-0,60563	-0,32694	-0,48298	-0,92105
	B_3	0,71813	0,36407	0,60543	0,96709
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1

Таблиця А1.2

Коефіцієнти аналітичної характеристики насоса ОП 2

№ ді- лянк- ки	Позна- чення	Кут розвороту лопатей робочого колеса насоса, градуси				
		0	-6	-3	-9	+3
1	2	3	4	5	6	7
1а	<i>Ао</i>	0,42845	0,79316	0,10071	-0,25245	0,10376
	<i>А1</i>	2,0381	0,24979	1,2245	3,1295	1,2191
	<i>А2</i>	-0,68487	1,2482	1,2297	-1,3181	0,98520
	<i>А3</i>	-0,78156	-1,2906	-1,5177	-0,51551	-1,2984
	<i>Во</i>	0,34466	1,1434	0,96365	0,47289	1,30432
	<i>В1</i>	1,5768	0,01255	0,42028	1,4787	-0,89461
	<i>В2</i>	-0,31743	0,37517	0,16403	-0,49971	1,5166
	<i>В3</i>	-0,60559	-0,52849	-0,51717	-0,40543	-0,91371
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0,54	0,6	0,63	0,63	0,68
	ξ	1	1	1	1	1
1б	<i>Ао</i>	2,2497	1,9499	1,9580	2,0422	1,7327
	<i>А1</i>	-4,3416	-2,7190	-2,5640	-2,8086	-2,2336
	<i>А2</i>	8,2223	5,0117	4,1718	4,6076	3,9300
	<i>А3</i>	-7,9627	-5,2192	-4,3819	-4,2875	-4,6921
	<i>Во</i>	1,4497	1,6002	1,6046	1,7796	1,3612
	<i>В1</i>	0,30365	-2,4783	-1,7487	-3,3513	-0,3589
	<i>В2</i>	-1,1304	6,1459	3,6645	8,1476	0,015057
	<i>В3</i>	-1,8233	-5,7634	-3,1820	-7,2036	-0,15522
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1
2	<i>Ао</i>	2,2519	1,9499	1,9460	2,0735	1,7792
	<i>А1</i>	-2,5304	-2,8545	-2,5820	-2,8642	-1,4015
	<i>А2</i>	1,3964	1,7048	2,2676	2,3259	4,6635
	<i>А3</i>	-2,3206	-0,89082	0,27784	-0,010969	2,3418
	<i>Во</i>	1,4485	1,5987	1,6338	1,7571	1,3537
	<i>В1</i>	-2,2583	-2,9165	-1,1836	-2,9564	-0,82908
	<i>В2</i>	2,4108	1,7932	2,8784	1,9693	4,0266
	<i>В3</i>	-0,63212	-0,41159	0,56652	-0,075415	1,7202
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	-1	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1	1

продовження таб. А1.2

1	2	3	4	5	6	7
3	<i>Co</i>	2,1002	2,4996	2,4138	2,7513	2,0500
	<i>C1</i>	-2,6019	-3,2315	-2,4503	-2,7598	-1,2877
	<i>C2</i>	2,6376	1,8820	2,1003	2,3654	3,9217
	<i>C3</i>	-1,1602	0,21430	0,45163	0,59518	1,7627
	<i>Do</i>	2,0781	2,3995	2,3028	2,7173	1,8828
	<i>D3</i>	-2,1132	-2,2459	-1,4542	-2,9990	-1,7432
	<i>D2</i>	1,7254	1,7120	1,9861	0,39035	1,4307
	<i>D3</i>	-0,83376	0,35839	0,62129	-0,64830	0,56393
	$(v/q)_{\text{rp.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0
4	<i>Co</i>	2,1098	2,5003	2,4269	2,6438	2,0058
	<i>C1</i>	-2,8682	-3,0769	-2,8051	-2,8580	-2,3109
	<i>C2</i>	4,3516	1,6034	0,44957	0,25848	0,46916
	<i>C3</i>	-2,9965	-0,57694	0,36070	0,50940	0,079256
	<i>Do</i>	2,0782	2,4003	2,2881	2,6664	1,9101
	<i>D3</i>	-0,60517	-2,3225	-1,6793	-2,2513	-0,71584
	<i>D2</i>	-1,8191	0,30891	-1,2593	-1,7357	-2,6724
	<i>D3</i>	0,64569	-0,23795	0,77557	1,5485	1,3371
	$(v/q)_{\text{rp.}}$	1	1	1	1	1
	ξ	0	0	0	0	0
5	<i>Ao</i>	-1,0880	-1,1663	-0,64582	-0,24725	-0,54396
	<i>A1</i>	1,8244	1,6848	-0,05513	-1,7274	-1,5679
	<i>A2</i>	-0,83375	-0,54469	1,2882	3,3768	3,1616
	<i>A3</i>	0,68887	0,46937	-0,17034	-0,87116	-0,82007
	<i>Bo</i>	-1,0435	-1,1800	-0,90978	-1,7582	-1,6374
	<i>B1</i>	0,56307	0,81257	-0,00461	3,2729	1,3784
	<i>B2</i>	-0,12196	-0,38029	0,26346	-3,9397	0,15914
	<i>B3</i>	0,87075	0,90108	0,78772	2,6619	-0,035892
	$(q/v)_{\text{rp.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1

Таблиця А1.3

Коефіцієнти аналітичної характеристики насоса ОП 3

№ ділян- ки	Позна- чення	Кут розвороту лопатей робочого колеса насоса, гра- дуси				
		-4	-2	0	+1,5	+4
1	2	3	4	5	6	7
1а	A_o	-2,8365	-0,31962	-0,68058	-0,054244	0,23173
	A_I	9,8411	2,6527	3,36894	2,0096	1,0949
	A_2	-6,9548	-0,3023	-0,80085	0,015768	0,93861
	A_3	0,95774	-1,0291-	-0,90630	-0,97011	-1,2662
	B_o	-0,38300	1,0746	-0,53471	-0,0053605	-0,16503
	B_I	3,6676	5,4833	2,6008	1,7406	2,2301
	B_2	-2,3734	-4,0605	-0,25381	-0,17975	-0,59884
	B_3	0,098971	0,65262	-0,80901	-0,55354	-0,46517
	$(q/v)_{гр.}$	0,8	0,7	0,5	0,6	0,6
	ξ	1	1	1	1	1
1б	A_o	2,1317	1,9503	1,7957	1,7971	1,7431
	A_I	-2,9834	-2,9877	-4,1513	-1,3010	-1,2262
	A_2	3,0748	5,3299	22,841	0,0044551	0,000975
	A_3	-1,1368	-4,1488	-37,750	-0,20607	-0,25673
	B_o	2,0989	1,8792	1,7490	1,6953	1,548
	B_I	-3,1817	-2,8463	-2,2271	-1,1188	-0,70928
	B_2	3,4757	4,9944	5,0268	3,6148	0,000512
	B_3	-1,2641	-3,8957	-10,348	-6,8332	-1,2580
	$(q/v)_{гр.}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1
2	A_o	2,0980	1,9352	1,7954	1,7957	1,7307
	A_I	-1,8086	-3,4570	-2,4274	-1,9810	-1,9476
	A_2	2,8718	-0,42377	3,0094	2,56640,2	2,3722
	A_3	-1,0238	-2,1767	0,63450	4193	0,46821
	B_o	2,0879	1,8670	1,7379	1,6997	1,5529
	B_I	-2,7429	-2,7701	-2,6343	-1,5113	-1,7155
	B_2	1,6031	1,5641	1,1395	3,3726	2,7229
	B_3	-1,9770	-1,1998	-1,1898	0,78100	0,78766
	$(q/v)_{гр.}$	-1	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1	1

продовження таб. А1.3

1	2	3	4	5	6	7
3	C_o	2,6009	2,3949	2,2456	2,1056	2,0815
	C_l	-3,1351	-3,0396	-2,8688	-2,3386	-2,5508
	C_2	3,1159	2,1915	0,38222	1,5462	0,22311
	C_3	1,0460	0,47306	-1,1088	-0,11431	-0,76230
	D_o	2,7792	2,4451	2,4020	2,1544	1,9969
	D_3	-4,0072	-3,6526	-3,2692	-2,4009	-2,3133
	D_2	2,5293	1,3564	-0,41822	1,1444	0,18978
	D_3	0,90961	0,052703	-1,4504	-0,10577	-0,69544
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0
4	C_o	2,6017	2,4019	2,2508	2,1001	2,0910
	C_l	-3,3491	-2,8560	-2,6271	-2,3491	-2,5131
	C_2	1,9036	1,3018	0,78700	0,027803	-0,22018
	C_3	-0,65887	-0,39734	-0,11014	0,52185	0,87363
	D_o	2,8014	2,4511	2,4092	2,1505	2,0012
	D_3	-3,2906	-2,6419	-2,8193	-1,9508	-1,2899
	D_2	0,48565	0,27579	0,78334	-0,72735	-2,6677
	D_3	0,15108	0,046515	-0,37303	0,52876	2,0387
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	1	1	1	1	1
	ξ	0	0	0	0	0
5	A_o	-1,0048	-0,78507	-0,68572	-1,6479	-0,28375
	A_l	1,1043	-0,58901	-0,14055	3,6603	-0,58859
	A_2	0,10352	2,6639	1,0776	-2,6687	1,3326
	A_3	0,27613	-0,82821	0,056096	0,96417	-0,23863
	B_o	-1,9683	-1,1402	-0,99763	-0,72949	-0,77591
	B_l	1,4671	-1,0435	-0,43927	-0,49021	-0,19832
	B_2	1,6388	3,2662	0,91818	0,97838	0,82958
	B_3	-0,9100	-0,92999	0,52022	0,24220	0,06431
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	1
	ξ	1	1	1	1	0
						1

Таблиця А1.4

Коефіцієнти аналітичної характеристики насоса ОП 5

№ ді- лян- ки	Позна- чення	Кут розвороту лопатей робочого колеса насоса, градуси				
		-6	-3	0	+3	+6
1	2	3	4	5	6	7
1а	A_o	-0,010638	1,6064	0,12057	-0,23404	0,94326
	A_1	3,2161	-0,53621	2,8142	4,1012	0,32450
	A_2	-1,2183	1,0980	-1,1953	-2,8010	0,98213
	A_3	-0,98871	-1,1712	-0,74006	-0,065989	-1,2507
	B_o	-0,22305	1,0405	-0,67837	0,67021	0,99255
	B_1	2,9567	0,15765	4,4773	0,86072	-0,26081
	B_2	-1,0593	0,60977	-2,8990	0,14843	1,2262
	B_3	-0,67418	-0,80672	0,10179	-0,68082	-0,99970
	$(q/v)_{гр.}$	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	ξ	1	1	1	1	1
1б	A_o	2,2972	2,7014	2,5302	2,5999	2,4505
	A_1	-1,0972	-27482	-3,2389	-2,8703	-3,4990
	A_2	-3,6847	-0,73270	1,1051	-1,2026	0,55706
	A_3	4,5956	2,7180	1,2967	3,6371	2,7571
	B_o	1,6502	2,2025	2,0805	2,0803	1,8500
	B_1	-1,5333	-2,9716	-3,0710	-2,6817	-2,2615
	B_2	0,95815	0,95834	2,0776	0,88206	-0,36282
	B_3	0,19731	1,7204	0,38048	1,3565	2,8691
	$(q/v)_{гр.}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1
2	A_o	2,3600	2,6856	2,5292	3,6016	2,4533
	A_1	-10,919	-4,8815	-2,7659	-2,7080	-1,8224
	A_2	-18,116	-2,3800	-0,11600	1,7732	2,6096
	A_3	-14,277	-3,6197	-2,0259	-1,0161	-0,66916
	B_o	1,6809	2,1840	2,0776	2,0806	1,8580
	B_1	-8,3747	-4,6059	-2,8627	-2,7094	-1,37177
	B_2	-14,062	-3,5389	-0,88932	0,97488	3,6851
	B_3	-11,722	-4,6672	-2,4021	-1,7367	0,10585
	$(q/v)_{гр.}$	-1	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1	1

продовження табл. А1.4

1	2	3	4	5	6	7
3	C_o	3,3830	3,2486	3,0158	2,8952	2,7200
	C_1	-4,5266	-3,3779	-3,7727	-3,4301	-3,3508
	C_2	1,8442	2,6978	0,42051	2,0463	0,83419
	C_3	0,35632	0,52746	0,012269	0,27134	-0,64250
	D_o	3,0837	3,0940	2,8975	2,9478	2,5432
	D_3	-3,8609	-4,0614	-3,0621	-3,9073	-3,3733
	D_2	0,78629	-0,51051	-0,016736	-0,09084	0,65682
	D_3	0,026687	-1,2499	-0,50648	-0,73131	-0,17597
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0
4	C_o	3,4090	3,2428	3,0245	2,9058	2,7302
	C_1	-4,2595	-4,7606	-3,5027	-4,0194	-4,3447
	C_2	2,0300	3,3648	1,0931	2,3155	3,8600
	C_3	-0,32966	-1,1949	0,032611	-0,55474	-1,7989
	D_o	3,1078	3,1031	2,9014	2,9521	2,5387
	D_3	-3,7824	-4,1127	-3,0436	-3,0447	-2,7267
	D_2	1,6609	2,0800	0,3660	0,26200	0,86937
	D_3	-0,48934	-0,75460	0,14118	0,70218	-0,57281
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	1	1	1	1	1
	ξ	0	0	0	0	0
5	A_o	-0,41241	-0,62994	-0,51415	-0,48483	-0,86401
	A_1	-0,26242	-0,12442	-0,38108	0,13616	0,67478
	A_2	0,40602	0,98516	1,3121	-0,35874	0,57500
	A_3	1,1197	0,40649	0,23035	1,3396	0,05737
	B_o	-1,0857	-1,7675	-1,0824	-1,2057	-1,6764
	B_1	0,06003	1,0481	-0,36108	0,32811	1,1417
	B_2	1,2774	1,5713	2,3408	0,54706	1,2855
	B_3	0,24852	-0,52318	-0,52542	0,67143	-0,62141
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1

Таблиця А1.5

Коефіцієнти аналітичних характеристик насоса ОП 6

№ ділянки	Позначення	Кут розвороту лопатей робочого колеса насоса, градуси					
		-9	-6	-3	0	+3	+6
1	2	3	4	5	6	7	8
1а	A_o	0,34952	1,2901	-0,37521	0,8900	1,2525	0,89733
	A_1	3,8210	1,1910	6,3416	2,2707	1,3909	2,3491
	A_2	-3,8699	-1,5844	-6,6154	-2,3375	-1,52530	-2,3285
	A_3	0,69188	0,10547	1,6522	0,17772	-0,11670	0,089633
	B_o	1,8282	1,5859	1,2691	-0,74687	1,7907	0,23724
	B_1	-1,1309	0,46366	1,0331	5,6995	-1,0832	3,9381
	B_2	0,97896	-1,3998	-0,14437	-4,9096	1,0892	-4,0987
	B_3	-0,67557	0,35170	-0,30865	0,95857	0,79393	0,93263
	$(q/v)_{гр.}$	0,8	0,6	0,7	0,7	0,7	0,6
	ξ	1	1	1	1	1	1
1б	A_o	3,7011	3,3499	3,3525	3,2020	3,1024	3,1479
	A_1	-5,0326	-3,5442	-4,3691	-3,5226	-3,3845	-2,7633
	A_2	3,1796	-0,93158	1,9324	0,036951	0,10072	-3,6042
	A_3	-0,60578	3,5308	0,61635	1,9448	1,9542	6,2844
	B_o	2,5060	2,55814	2,6020	2,5513	2,4029	2,5495
	B_1	-3,5079	-4,2747	-4,3444	-3,8150	-3,3775	-2,4972
	B_2	4,1736	4,6037	6,0297	3,7944	3,3778	0,26070
	B_3	-2,1901	-0,88649	-3,5444	-1,4207	-1,1442	0,71781
	$(q/v)_{гр.}$	0	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1	1
2	A_o	3,7042	3,3392	3,3472	3,1663	3,0765	3,1276
	A_1	-3,8412	-5,3890	-4,7176	-4,5331	-5,2118	-4,0642
	A_2	6,5933	3,4524	3,3292	2,3219	-3,3444	-1,8022
	A_3	3,3921	1,9286	1,6996	-0,62717	-4,5715	-4,3020
	B_o	2,5009	2,5478	2,5929	2,5125	2,3840	2,5441
	B_1	-2,8959	-4,7917	-4,4725	-3,7785	-3,8412	-2,4365
	B_2	4,3233	1,5913	1,0220	0,75732	-1,6349	0,96266
	B_3	2,0227	0,57606	-0,11044	-1,1123	-3,1664	1,7515
	$(q/v)_{гр.}$	-1	-1	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1	1	1

продовження табл. А1.5

1	2	3	4	5	6	7	8
3	C_o	2,6505	2,8951	3,1000	3,1228	3,1761	3,2018
	C_1	-36455	-3,7207	-4,0595	-4,4722	-6,4294	-5,7577
	C_2	5,3504	3,8684	2,0893	2,9956	-2,3494	-3,0946
	C_3	0,89653	0,23320	-0,44590	1,88668	-2,2586	-1,0304
	D_o	2,0883	2,5921	2,8999	2,3835	2,7908	2,7464
	D_3	-3,0383	-2,6294	-2,5946	-7,1741	-4,6044	-4,6747
	D_2	2,3314	3,3289	2,0275	-5,4401	-0,43367	-0,30841
	D_3	-0,25112	0,19192	-0,67263	-4,1215	-0,78751	-0,58087
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0	0
4	C_o	2,7360	2,9437	3,1100	3,1427	3,1983	3,2384
	C_1	-5,8100	-6,6386	-6,4466	-5,8731	-5,4664	-5,0655
	C_2	7,4304	8,6859	7,3811	6,0152	4,2242	3,4804
	C_3	-3,8582	-4,6425	-3,6880	-2,9861	-1,6488	-1,3550
	D_o	2,1196	2,6404	2,9101	2,3462	2,8339	2,7813
	D_3	-2,5310	-5,4317	-5,8998	-1,9230	-4,7132	-3,7144
	D_2	1,5404	7,2207	7,3480	0,30889	4,0170	1,8422
	D_3	-0,98074	-4,3811	-4,3391	-0,78266	-2,12404	-0,91117
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	1	1	1	1	1	1
	ξ	0	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0	0
5	A_o	-1,1794	-1,4010	-1,1328	-0,64398	-0,94772	-0,94772
	A_1	0,92295	1,5395	0,35253	-0,18571	-0,11230	-0,11230
	A_2	0,52377	-0,00163	0,96726	1,5065	1,0704	1,0704
	A_3	0,23181	0,21274	0,16246	-0,37575	0,28964	0,28964
	B_o	-2,7980	-2,1172	-1,8601	-3,3135	-2,1285	-2,1285
	B_1	3,6634	1,7977	0,23102	5,2702	0,82242	0,82242
	B_2	-0,94999	0,11022	1,2061	-2,0024	0,87177	0,87177
	B_3	0,23186	0,25761	0,44275	-0,0082	0,43322	0,43322
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1	1
	ξ	1	1	1	1	1	1

Таблиця А1.6

Коефіцієнти аналітичної характеристики насоса ОП 7

№ ді- лян- ки	Позна- чення	Кут розвороту лопатей робочого колеса насоса, граду- си				
		-6	-3	0	+3	+6
1	2	3	4	5	6	7
1а	A_o	0,32979	1,4963	0,60587	1,3362	0,053192
	A_1	3,2037	0,34121	2,2139	0,88091	4,4839
	A_2	-2,2648	-0,20758	-1,1821	-0,76497	-4,1653
	A_3	-0,26920	-0,63079	-0,63697	-0,47056	0,62922
	B_o	-0,94929	2,1538	0,73425	1,4610	2,0745
	B_1	5,2169	-3,3560	0,89216	-0,45629	-2,5371
	B_2	-3,6378	4,0127	-0,098136	0,59250	2,7158
	B_3	0,36998	-1,8120	-0,52771	-0,59722	-1,2552
	$(q/v)_{гр.}$	0,7	0,5	0,6	0,7	0,7
	ξ	1	1	1	1	1
1б	A_o	3,1525	3,3706	3,3079	3,0532	2,9980
	A_1	-4,2835	-2,7955	-3,4493	-2,6493	-1,1994
	A_2	0,59346	-11,588	-3,9506	-3,7720	-7,4161
	A_3	2,6983	19,818	7,1995	5,8888	8,3523
	B_o	2,5015	2,6001	2,8883	2,6535	2,3627
	B_1	-3,5279	-3,6300	-3,2141	-2,3380	-0,61264
	B_2	0,61273	0,98674	-4,2580	-4,0019	-7,0895
	B_3	2,1270	1,7426	7,8412	6,3069	7,9571
	$(q/v)_{гр.}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1
2	A_o	3,1569	3,3753	3,3141	3,0553	2,9840
	A_1	3,8911	-1,2945	-0,32458	8,1412	0,48041
	A_2	-3,6035	2,3394	4,8310	9,8556	10,905
	A_3	2,1569	0,84338	2,1179	5,7560	6,7936
	B_o	2,4999	2,6122	2,8789	2,6536	2,3518
	B_1	4,0733	-0,69699	-0,28518	5,9336	1,5748
	B_2	-4,5044	2,4318	3,4444	8,4872	11,489
	B_3	2,5857	1,3896	1,5087	5,4119	7,3366
	$(q/v)_{гр.}$	-1	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1	1

продовження табл. А1.6

1	2	3	4	5	6	7
3	C_o	1,3424	1,6825	1,9111	2,1012	2,1541
	C_1	-0,55511	-1,4979	-2,3196	-1,9816	-2,4273
	C_2	2,9826	-0,14426	-1,3926	0,24547	-0,22157
	C_3	-0,72296	-3,1225	-3,5095	-2,0160	-2,2825
	D_o	0,64066	0,87213	1,0113	0,83922	0,93863
	D_3	-0,92822	-1,5827	-2,0894	-3,2331	-2,6327
	D_2	2,6074	-0,42051	-0,71601	-0,34238	0,40423
	D_3	-0,47210	-2,3181	-2,7124	-1,4062	-0,95767
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0
4	C_o	1,3081	1,6284	1,8953	2,0983	2,1582
	C_1	-2,8785	-3,3325	-3,9357	-4,3420	-4,2989
	C_2	5,3598	5,0276	5,7130	5,6642	5,1766
	C_3	-3,6458	-3,1883	-3,4745	-3,2748	-2,9417
	D_o	0,64061	0,75998	0,88664	0,82234	0,88926
	D_3	0,26147	-0,24952	-1,8888	-0,69146	-1,1619
	D_2	0,36865	1,3945	4,8975	2,0541	2,6068
	D_3	-1,4730	-2,1924	-4,1639	-2,4738	-2,7078
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	1	1	1	1	1
	ξ	0	0	0	0	0
5	A_o	-1,0982	-1,0981	-1,3823	-0,72276	-0,85298
	A_1	0,48995	0,26651	0,48303	-0,20959	-0,14152
	A_2	1,6467	1,4971	1,9960	0,73163	0,92477
	A_3	-0,89054	-0,49092	-0,90092	0,35276	0,15975
	B_o	-1,3288	-1,5859	-1,7151	-1,4840	-1,0612
	B_1	0,19509	0,26317	0,46673	0,14419	-0,38815
	B_2	1,6441	2,0570	2,1647	1,7742	0,901320
	B_3	-0,66187	-0,91796	-1,0720	-0,65531	0,24450
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1

Таблиця А1.7

Коефіцієнти аналітичної характеристики насоса ОП 10

№ ділянки	Позначення	Кут розвороту лопатей робочого колеса насоса, градуси			
		-9	-6	-3	0
1	2	3	4	5	6
1а	A_o	0,40079	0,13460	-0,42494	0,21776
	A_1	1,2977	2,6159	3,1324	1,8442
	A_2	0,85234	-1,3271	-0,54939	-0,16899
	A_3	-1,5534	-0,42826	-1,1460	-0,88731
	B_o	1,8118	1,3620	1,0554	1,0427
	B_1	-1,1161	-0,26380	0,64277	0,43485
	B_2	0,88076	0,25179	-0,63214	-0,40207
	B_3	-0,56368	-0,35199	-0,064327	-0,082392
	$(q/v)_{гр.}$	0,53	0,53	0,56	0,53
	ξ	1	1	1	1
1б	A_o	1,8963	1,7769	1,7261	1,6409
	A_1	-1,7818	-1,4688	-1,5475	-1,5551
	A_2	2,9138	2,0707	2,8776	3,5308
	A_3	-4,3188	-3,0886	-4,5579	-5,4552
	B_o	1,6216	1,4354	1,2622	1,2209
	B_1	-0,53333	-0,45671	-0,35575	-0,27106
	B_2	0,56896	0,43804	1,0577	1,2520
	B_3	-0,76251	-0,50512	-1,0969	-1,8643
	$(q/v)_{гр.}$	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1
2	A_o	1,8993	1,7638	1,7220	1,6429
	A_1	-1,5340	-1,0181	-1,3323	-1,9678
	A_2	1,6821	4,1972	2,5835	1,1069
	A_3	-0,84215	1,0162	-0,17014	-0,82678
	B_o	1,5961	1,4095	1,2471	1,2154
	B_1	-0,12101	-0,19597	-0,41626	-0,80962
	B_2	5,2452	4,9902	4,1914	2,2636
	B_3	1,7493	1,1813	0,091397	-0,94749
	$(q/v)_{гр.}$	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1

продовження табл. А1.7

1	2	3	4	5	6
3	C_o	2,1719	2,27	1,9314	1,8579
	C_1	-2,3993	-2,1920	-2,3427	-2,5124
	C_2	2,6160	2,5178	1,8742	1,3065
	C_3	1,2378	1,0364	0,35093	0,12542
	D_o	2,1220	2,1607	2,1480	2,1197
	D_3	-1,5951	-1,5591	-1,6222	-1,9666
	D_2	1,9707	1,5547	3,2942	1,0208
	D_3	0,48853	-0,12294	1,3118	-0,13061
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0
4	C_o	2,1727	2,2796	1,9297	1,8590
	C_1	-2,6699	-2,7120	-2,3063	-2,0002
	C_2	3,0247	2,6152	3,0318	1,6180
	C_3	-1,7093	-1,4354	-1,8874	-0,73835
	D_o	2,1253	2,1605	2,1558	2,1210
	D_3	-1,8176	-2,5201	-1,7940	-1,4568
	D_2	1,2525	2,3444	1,0583	-0,34659
	D_3	-1,2128	-0,50967	-1,0253	-0,016902
	$(v/q)_{\text{гр.}}$	1	1	1	1
	ξ	0	0	0	0
5	A_o	-0,87622	-1,0716	-0,97452	-0,20914
	A_1	1,8871	3,8313	3,5191	-0,30017
	A_2	-1,6882	-5,3975	-4,8878	0,90590
	A_3	1,5015	3,3975	3,0851	0,32262
	B_o	-1,0012	-1,7549	-1,3944	-0,67051
	B_1	0,16503	6,5530	4,2858	0,22928
	B_2	1,2503	-10,733	-6,4738	0,10656
	B_3	-0,059167	6,3813	3,9855	0,63814
	$(q/v)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1

Таблиця А1.8

Коефіцієнти аналітичної характеристики насоса ОП 11

№ ді- лян- ки	Позна- чення	Кут розвороту лопатей робочого колеса насоса, градуси				
		-8	-6	-4	-2	0
1	2	3	4	5	6	7
1а	A_o	1,2731	1,7021	2,7589	1,8085	0,50000
	A_I	0,72984	-0,82782	-4,8220	-2,1423	1,9727
	A_2	-0,13900	1,2842	5,5905	3,2303	-1,1123
	A_3	-0,86465	-1,1594	-2,5304	-1,8996	-0,35961
	B_o	1,7199	3,7518	2,8121	2,2479	0,71397
	B_I	-1,5161	-7,4145	-5,2734	-4,0444	0,40521
	B_2	1,9430	7,4323	5,7258	4,7773	0,57536
	B_3	-1,1478	-2,7723	-2,2681	-1,9841	-0,69484
	$(q/v)_{гр.}$	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	ξ	1	1	1	1	1
1б	A_o	2,6199	2,4323	2,4004	2,3001-	2,1996
	A_I	-3,0949	-2,8063	-4,3835	2,3170	-3,1969
	A_2	2,1013	2,2628	8,1182	-0,91539	2,7109
	A_3	-0,18180	-0,65586	-6,0625	2,8882	-0,20367
	B_o	1,9563	1,8507	1,7485	1,6010	2,1941
	B_I	-2,7856	-2,6706	-2,9376	-1,8283	-7,2861
	B_2	3,1919	3,1626	4,8486	0,65706	13,791
	B_3	-1,0382	-0,89772	-2,7586	1,1868	-8,3179
	$(q/v)_{гр.}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1
2	A_o	2,6185	2,4270	2,3889	2,2938	2,2115
	A_I	-2,9447	-3,7042	-3,9762	-3,6815	-4,0067
	A_2	2,3498	0,41722	-2,7314	-2,1829	-2,6157
	A_3	-0,18819	-0,70226	-3,3669	-3,2112	-2,8884
	B_o	1,9521	1,8476	1,7485	1,5952	1,4979
	B_I	-2,0788	-2,7647	-2,4897	-2,5409	-3,0987
	B_2	2,7069	0,58177	0,079777	0,20144	-0,79949
	B_3	0,13618	-0,80698	-1,4836	-1,5633	-1,9502
	$(q/v)_{гр.}$	-1	-1	-1	-1	-1
	ξ	1	1	1	1	1

продовження таб. А1.8

1	2	3	4	5	6	7
3	C_o	3,0499	2,8987	2,7654	2,7967	2,6175
	C_1	-3,9282	-3,6440	-3,5483	-3,5318	-3,8280
	C_2	-1,6282	-0,024631	0,94187	0,90124	0,036525
	C_3	-2,7311	-0,73076	0,25440	0,22935	-0,01600
	D_o	2,6724	2,6482	2,5179	2,6960	2,5989
	D_3	-2,9604	-3,0068	-3,0591	-2,7569	-2,8841
	D_2	1,9620	1,5673	-0,20136	0,43283	0,24305
	D_3	-0,77530	-0,18804	-0,42204	-0,012324	-0,023782
	$(\nu/q)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	0	0	0	0	0
4	C_o	3,0617	2,9117	2,7839	2,8041	2,6279
	C_1	-4,6912	-4,7752	-5,0342	-3,9120	-4,4781
	C_2	4,4900	4,8800	6,1160	2,5484	4,2005
	C_3	-2,1118	-2,3573	-3,3143	-0,77687	-1,7454
	D_o	2,6746	2,6546	2,5248	2,7019	2,6026
	D_3	-3,2916	-3,1999	-3,1635	-3,1509	-3,3124
	D_2	2,1562	1,6333	1,9913	1,0857	1,4262
	D_3	-1,3334	-0,77677	-1,1432	-0,30199	-0,40503
	$(\nu/q)_{\text{гр.}}$	1	1	1	1	1
	ξ	0	0	0	0	0
5	A_o	-0,58882	-0,29530	-0,49001	-0,072605	-0,35743
	A_1	0,26672	-0,066769	0,28951	-1,2023	-0,32879
	A_2	0,012419	-0,65310	-0,11742	1,6810	1,0090
	A_3	1,0444	1,6581	0,85868	2,2959	0,25902
	B_o	-2,0079	-0,72718	-1,3930	-1,2779	-1,3803
	B_1	1,9324	-1,4523	0,88884	0,74641	0,96961
	B_2	1,5326	3,2626	0,83932	0,61026	0,69161
	B_3	-1,2646	-0,82260	-0,14479	0,22607	0,00077
	$(q/\nu)_{\text{гр.}}$	0	0	0	0	0
	ξ	1	1	1	1	1

Наукове видання

*Герасімов Євгеній Генріхович
Герасимов Генріх Григорович
Іванов Сергій Юрійович*

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ

Монографія

Друкується в авторській редакції

Технічний редактор

Г.Ф. Сімчук

Підписано до друку 25.02.2020 р. Формат 60×84 ¹/₁₆.

Ум.-друк. арк. 34,0. Обл.-вид. арк. 35,7.

Тираж 300 прим. Зам. № 5472.

*Видавець і виготовлювач
Національний університет
водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції РВ № 31 від 26.04.2005 р.*